

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**  
**SEDE QUITO**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI – AUTOMÁTICA  
SELLADORA DE CAJAS DE CARTÓN DE HASTA (50 X 50 X 60) CM CON  
SISTEMA DE CIERRE AUTOMÁTICO PARA LAS SOLAPAS  
SUPERIORES”**

**AUTORES:**

Emilio Ricardo Arequipa Olalla  
Augusto Vinicio Coque Paucarima

**DIRECTOR:**

Ing. Patricio Quitiaquez

**Quito, Febrero de 2015**

Nosotros Arequipa Olalla Emilio Ricardo y Coque Paucarima Augusto Vinicio, autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

-----  
Emilio Ricardo Arequipa Olalla  
CC. 171746403-4

-----  
Augusto Vinicio Coque Paucarima  
CC. 171868851-6

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a Dios, por brindarme esa fuerza espiritual para no desmayar y seguir adelante, a mis padres y hermanos quienes me han apoyado para poder llegar a esta instancia de mis estudios y han sido el pilar emocional en mi vida.

*Emilio Ricardo Arequipa Olalla*

Dedico este trabajo a mis padres, Pues ellos han sido el pilar fundamental de mi vida con sus consejos su amor y su apoyo incondicional.

*Augusto Vinicio Coque Paucarima*

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos a nuestro tutor Ing. Patricio Quitiaquez, quien se ha tomado el arduo trabajo de transmitirnos sus conocimientos, experiencias, especialmente del campo que corresponde a nuestra profesión. Además de eso, ha sido quien nos ha encaminado por el camino correcto, y quien ha estado presto para satisfacer las dudas o inquietudes que se nos han presentado en el transcurso de este tiempo.

***Muchas gracias Ingeniero.***

Agradecemos a nuestra amiga Psicóloga Yessenia Cabezas, quien nos ha ayudado con su experiencia en la parte metodológica de este trabajo de grado, y ha estado presta apoyándonos todo este tiempo.

***Muchas gracias Amiga.***

<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO I .....</b>	<b>2</b>
FUNDAMENTO TEÓRICO .....	2
1.1 Generalidades.....	2
1.1.1 El cartón corrugado. ....	2
1.1.2 Cinta de embalaje.....	3
1.1.3 Posibles riesgos que afecten el sellado. ....	3
1.2 Análisis de alternativas.....	3
1.2.1 Bandas transportadoras. ....	4
1.2.1.1 Banda transportadora lateral.....	4
1.2.1.2 Banda transportadora vertical. ....	5
1.2.1.3 Fórmulas. ....	6
1.2.1.3.1 Fuerza que ejerce la normal en la caja de cartón. ....	6
1.2.1.3.2 Fuerza de fricción .....	6
1.2.1.3.3 Velocidad de la banda. ....	6
1.2.1.3.4 Ángulo de contacto entre la polea y la banda transportadora. ....	7
1.2.1.3.5 Longitud de la banda transportadora.....	8
1.2.1.3.6 Tensión ejercida en las bandas transportadoras. ....	8
1.2.1.3.7 Tensión lado retorno .....	9
1.2.1.3.8 Tensión lado tenso.....	9
1.2.1.3.9 Tensión de operación unitaria. ....	9
1.2.2 Transmisión de movimiento. ....	10
1.2.2.1 Transmisión por fricción .....	10
1.2.2.2 Transmisión por correas. ....	11
1.2.2.3 Transmisión por cadenas .....	12
1.2.2.4 Transmisión por medio de engranajes. ....	13
1.2.2.4.1 Fórmulas para el movimiento del rodillo principal en la banda transportadora. ....	14

1.2.2.5	Transmisión por medio de bandas dentadas.....	16
1.2.3	Engranajes.....	16
1.2.3.1	Tipos de engranajes.....	17
1.2.3.2	Partes principales del engranaje. ....	18
1.2.3.3	Ecuación general de la transmisión.....	18
1.2.3.4	Paso circular.....	19
1.2.3.5	Módulo. ....	19
1.2.3.6	Diámetro primitivo. ....	19
1.2.4	Tornillo de potencia. ....	20
1.2.4.1	Partes principales y fórmulas constructivas. ....	20
1.2.4.2	Fórmulas para diseñar un tornillo de potencia.....	20
1.2.4.2.1	Par de torsión necesario para elevar o bajar. ....	21
1.2.4.2.2	Eficiencia Global Para Elevar La Carga.....	21
1.2.4.2.3	Esfuerzo cortante debido al esfuerzo de torsión $T_R$ . ....	22
1.2.4.2.4	Esfuerzo axial. ....	22
1.2.4.2.5	Esfuerzo de apoyo. ....	22
1.2.4.2.6	Esfuerzo flexionante en la raíz. ....	23
1.2.4.2.7	Esfuerzo máximo cortante en la raíz de la rosca.....	23
1.2.4.2.8	Esfuerzo Combinado Máximo. ....	23
1.2.5	Moto reductor.....	24
1.2.5.1	Potencia del motor.....	24
1.2.5.2	Tipos de Motores .....	24
1.2.6	Reductor. ....	25
1.2.6.1	Características del motor reductor y del trabajo a realizar. ....	25
	Características del motor reductor.....	25
1.2.7	Automatización. ....	25
1.2.7.1	Sistema Neumático. ....	25
1.2.7.2	Elementos principales de un sistema neumático.....	26

1.2.7.3	Fórmulas para el cálculo del cilindro. ....	27
1.2.8	Sistema Eléctrico .....	29
1.2.8.1	Elementos de Protección .....	29
1.2.8.2	Elementos de Mando .....	29
1.2.8.3	Sensores.....	29
1.2.9	Uniones Mecánicas. ....	30
1.2.9.1	Uniones Fijas .....	30
1.2.9.2	Uniones Desmontables.....	31
1.2.9.3	Disposiciones constructivas para ubicación de pernos. ....	31
1.2.9.4	Fórmulas para diseño de conexiones atornilladas.....	32
1.2.9.4.1	Falla por cortante. ....	33
1.2.9.4.2	Falla por apoyo.....	33
1.2.9.4.3	Falla por Tensión .....	34
1.2.9.5	Perfiles laminados en caliente. ....	34
1.2.10	Fórmulas para viga en voladizo con carga uniformemente distribuida .....	35
1.2.10.1	Esfuerzo cortante. ....	36
1.2.10.2	Momento flector. ....	36
1.2.10.3	Desviación tangencial. ....	36
1.2.10.4	Deformación de la flecha.....	36
1.2.11	Fórmulas para la selección de un perfil para el pórtico. ....	37
1.2.11.1	Esfuerzo de diseño. ....	37
1.2.11.2	Momento de inercia de un perfil. ....	37
1.2.12	Fórmulas para selección de un perfil para sostener la máquina. ....	37
1.2.12.1	Relación de esbeltez.....	37
1.2.12.2	Radio crítico. ....	38
1.2.12.3	Constante de Columna. ....	38
1.2.12.4	Ecuación de JB Johnston.....	38
1.2.12.5	Carga admisible.....	38

1.3	Selección de Alternativas. ....	39
1.3.1	Selección de transmisión de movimiento.....	39
1.3.2	Selección de banda transportadora. ....	40
1.3.3	Selección del perfil. ....	40
1.3.4	Desplazamiento de Cabezal.....	41
1.3.5	Bandas Transportadoras.....	41
<b>CAPÍTULO II</b>	<b>.....</b>	<b>43</b>
CÁLCULOS DEL DISEÑO	.....	43
2.1	Generalidades.....	43
2.1.1	Velocidad de la Banda Transportadora. ....	43
2.1.2	Fuerza que ejerce la normal en la caja de cartón. ....	44
2.1.3	Fuerzas de fricción.....	44
2.1.3.1	Cartón-aluminio. ....	44
2.1.3.2	Cartón- poliuretano.....	45
2.1.3.3	Cartón-acero. ....	46
2.1.3.4	Fuerza del resorte principal en el cabezal superior e inferior. ....	46
2.1.4	Fuerza total mínima para romper la inercia en la caja de cartón al pasar por el proceso de sellado. ....	47
2.1.5	Carga de diseño.....	48
2.1.6	Torque. ....	48
2.1.7	Velocidad angular.....	48
2.1.8	Potencia requerida del moto reducto para poder arrastrar la caja de cartón. 49	
2.1.9	Banda transportadora. ....	50
2.1.9.1	Ángulo de contacto entre la banda plana y la polea. ....	50
2.1.9.2	Longitud de la banda. ....	50
2.1.10	Cálculo de tensión de banda.....	50
2.1.10.1	Tensión efectiva de la banda transportadora. ....	50
2.1.10.2	Tensión lado retorno ....	51
2.1.10.3	Tensión lado tenso.....	51
2.1.11	Tornillo de potencia para poder regular las bandas transportadoras lateralmente.....	52



2.1.11.1	Par torsión para abrir lateralmente las bandas transportadoras.....	52
2.1.11.2	Par torsión para cerrar lateralmente las bandas transportadoras.....	52
2.1.11.3	Eficiencia global para elevar la carga.....	53
2.1.11.4	Esfuerzo cortante debido al esfuerzo de torsión TR. ....	53
2.1.11.5	Esfuerzo axial. ....	53
2.1.11.6	Esfuerzo de apoyo. ....	54
2.1.11.7	Esfuerzo flexionante en la de raíz.....	54
2.1.11.8	Esfuerzo combinado ( $\sigma_c$ ). ....	54
2.1.12	Cálculos de engranajes recto para transmisión de movimiento en los laterales.	54
2.1.12.1	Diámetro primitivo. ....	55
2.1.12.2	Paso circunferencial. ....	55
2.1.13	Tornillo de potencia para cabezal superior. ....	55
2.1.13.1	Par torsión para elevar. ....	55
2.1.13.2	Par torsión para bajar. ....	56
2.1.13.3	Eficiencia global para elevar la carga.....	56
2.1.13.4	Esfuerzo cortante debido al esfuerzo de torsión TR. ....	56
2.1.13.5	Esfuerzo axial. ....	56
2.1.13.6	Esfuerzo de apoyo. ....	57
2.1.13.7	Esfuerzo flexionante en la de raíz.....	57
2.1.13.8	Esfuerzo combinado ( $\sigma_c$ ). ....	57
2.1.14	Selección de perfil para cabezal superior. ....	58
2.1.14.1	Carga.....	58
2.1.14.2	Momento flector. ....	58
2.1.14.3	Esfuerzo de diseño. ....	58
2.1.14.4	Módulo de sección. ....	59
2.1.15	Selección del perfil para las columnas que soportan la mesa. ....	59
2.1.15.1	Relación de esbeltez. ....	60

2.1.16	Pernos que sujetan la columna.....	61
2.1.16.1	Falla por cortante de los pernos para la columna.....	62
2.1.16.2	Falla por esfuerzo de apoyo.....	62
2.1.16.3	Falla por tensión.....	63
2.1.17	Cálculos de cilindro neumático.....	63
2.1.18	Diagramas fuerza-mando .....	65
2.1.18.1	Diagrama neumático.....	66
<b>CAPÍTULO III</b>	<b>.....</b>	<b>67</b>
ANÁLISIS DE COSTOS	.....	67
3.1	Generalidades.....	67
3.2	Costos de materiales y accesorios mecánicos.....	67
3.3	Costo de materiales y accesorios eléctricos.....	69
3.4	Costo de materiales y accesorios neumáticos.....	69
3.5	Costo por equipos y maquinaria utilizada.....	70
3.6	Costo por mano de obra .....	71
3.7	Costo total de la máquina.....	71
3.8	Costo de operación de máquina por caja.....	71
<b>CONCLUSIONES.</b>	<b>.....</b>	<b>73</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>.....</b>	<b>74</b>
<b>GLOSARIO DE TÉRMINOS.</b>	<b>.....</b>	<b>75</b>
<b>LISTA DE REFERENCIA</b>	<b>.....</b>	<b>77</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Posibles riesgos que afecte el sellado .....	3
Tabla 2. Esfuerzos permisibles para conexiones estructurales tipo apoyo .....	31
Tabla 3. Alternativa para la transmisión de movimiento .....	39
Tabla 4. Selección de banda transportadora .....	40
Tabla 5. Selección del perfil .....	40
Tabla 6 Desplazamiento del cabezal .....	41
Tabla 7 Bandas transportadoras .....	42
Tabla 8. Tiempo necesario para sellar una caja de cartón en una longitud de 1.5 metros...	43
Tabla 9. Coeficientes de rozamiento estático y cinético .....	45
Tabla 10. Tipos de cabezales precinto.....	46
Tabla 11. Fuerza mínima para la expansión del resorte principal K11 en el cabezal superior e inferior.....	47
Tabla 12. Tabla de inercias mínimas. ....	47
Tabla 13. Factor de transmisión K.....	51
Tabla 14. Costo de materiales y accesorios mecánicos.....	67
Tabla 15. Costo de materiales y accesorios eléctricos .....	69
Tabla 16. Costo de materiales y accesorios neumáticos .....	69
Tabla 17. Costo total de materiales a utilizarse.....	70
Tabla 18. Costo por equipo y maquinaria utilizada .....	70
Tabla 19. Costo por mano de obra.....	71
Tabla 20. Costo total de la máquina. ....	71

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Partes del cartón corrugado.....	2
Figura 2. Bandas laterales.....	4
Figura 3. Transmisión por fricción .....	5
Figura 4. Ángulo de contacto entre la polea y la banda transportadora .....	7
Figura 5. Transmisión por fricción .....	10
Figura 6. Transmisión por correas .....	11
Figura 7. Transmisión por cadena.....	12
Figura 8. Transmisión por medio de engranajes .....	13
Figura 9. Transmisión por banda dentada .....	16
Figura 10. Tipos de engranajes .....	17
Figura 11. Partes principales del engranaje. ....	18
Figura 12. Tornillo sin fin y rueda helicoidal .....	20
Figura. 13 Tipos de motores .....	24
Figura. 14 Unidad de mantenimiento .....	26
Figura 16. Cilindros neumáticos .....	27
Figura. 17 Tipos de sensores .....	30
Figura18. Viga en voladizo con carga uniformemente distribuida .....	35
Figura19. Diagrama de fuerza .....	65
Figura20. Diagrama de mando.....	65
Figura21. Pistón sin funcionar. ....	66
Figura22. Pistón funcionando-.....	66

## **ANEXOS**

**ANEXO NO.1** PLANO DE CONJUNTO Y DESPIECE

**ANEXO NO.2** MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN

**ANEXO NO.3** DATOS TÉCNICOS DE ELEMENTOS EN LA MÁQUINA

**ANEXO NO.4** FACTURAS Y PROFORMAS

**ANEXO NO.5** FOTOS DEL MONTAJE DEL SISTEMA

# **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI – AUTOMÁTICA SELLADORA DE CAJAS DE CARTÓN DE HASTA (50 X 50 X 60) CM CON SISTEMA DE CIERRE AUTOMÁTICO PARA LAS SOLAPAS SUPERIORES**

## **Resumen**

Empieza con el estudio y conceptos necesarios, procesos de sellado, partes principales, fórmulas a utilizar para el diseño de la máquina, así como el análisis de alternativas para su construcción.

A continuación se realizará un estudio fundamental del funcionamiento de la máquina que permitirá diseñar las partes de la misma, señalando las exigencias de: cargas, esfuerzos a soportar, función adecuada, comportamiento y en base a estos parámetros diseñar los elementos mecánicos y estructurales.

Se realizará varias pruebas experimentales, tomando en cuenta los dos procesos que se va realizar, el cierre automático de las solapas superiores seguido por el sellado de la caja en la parte superior e inferior.

Luego de los análisis y las pruebas necesarias se realiza el diseño mecánico de la máquina considerando todos los aspectos para la funcionalidad y eficiencia de la misma.

Para finalizar se realizará una descripción general de todos los gastos realizados para obtener el valor de la inversión en el diseño y construcción de la máquina mediante un análisis económico.

## **ABSTRACT**

It starts with the study and necessary concepts, seal process, main parts, and formulas that can use to design the machine, as well as alternative analysis for structure.

Now it will made a fundamental study about the running machine, it let us to design several parts of it, this project has requirements such as: load, efforts to bear, adequate performance and function.

And according it can design the mechanical and structural elements.

After that, it can do several tests, taking into account both steps to be performed, the automatic block of the upper flaps following by seal the box to top and bottom.

Next the analysis and necessary tests it can design the mechanical machine taking into functional and efficient aspects of it.

Finally an overview of all costs incurred to obtain the value of the investment in the design and construction of the machine through economic analysis is performed.

## INTRODUCCIÓN

La industria ecuatoriana, ha ido creciendo de forma progresiva, sucediéndose así grandes cambios en procesos manuales, por procesos automáticos.

El proceso de empaque del producto ya terminado, anteriormente lo realizaban de forma manual, tomando mucho tiempo y utilizando recursos de mano de obra.

El operario tenía que doblar la caja, colocar cinta en la parte inferior de la misma, colocar el producto, doblar y colocar la cinta en las solapas superiores. Todo este proceso conllevaba tiempo extra en el despacho de la producción.

La automatización en los distintos procesos de producción ha disminuido el tiempo para la entrega del producto ya terminado.

En el proceso de empaque la implementación de máquinas selladoras de cartón ha sido un gran acierto, pero todavía presentan problemas en el diseño de los equipos, ya que no tienen la suficiente potencia para poder arrastrar cajas con productos pesados como grasas o aceites.

Por lo tanto viendo la necesidad de las industrias, se plantea un nuevo diseño, teniendo en cuenta la experiencia laboral como técnicos, y buscado optimizar los resultados en el sellado y en el tiempo de distribución de los productos.

La máquina selladora de cajas cartón diseñada, comprende dos moto reductores ensamblados cada uno con una banda transportadora, que es la encargada de arrastrar las cajas en el proceso del sellado.

A su vez cuenta con cabezales que están colocados en la parte superior e inferior que son los encargados de insertar la cinta de embalaje en las solapas.

Además se ha incorporado el sistema de cierre automático de las solapas superiores, que cuenta con un cilindro de doble efecto y un sensor de posición para lograr los resultados esperados.



# CAPÍTULO I

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### 1.1 Generalidades.

Se dará a conocer los conceptos necesarios, procesos de sellado, partes principales, fórmulas a utilizar para el diseño de la máquina, así como el análisis de alternativas para su construcción.

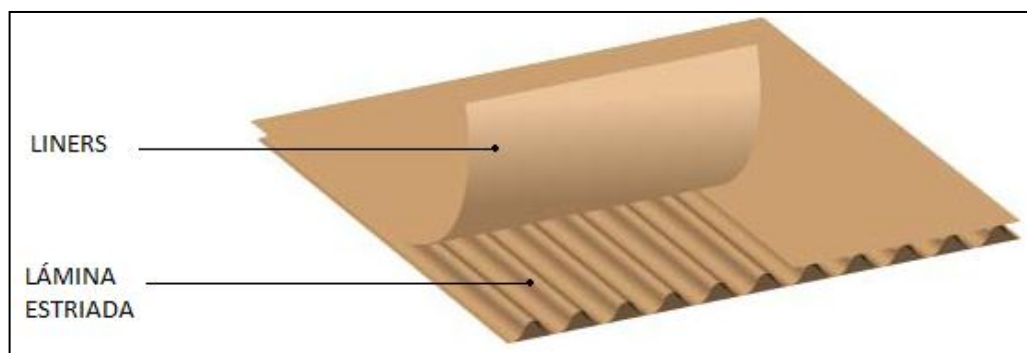
Además se realizará un estudio del funcionamiento de la máquina, que nos permitirá diseñar teniendo en cuenta las exigencias de: cargas, esfuerzos a soportar, función adecuada, comportamiento y en base a estos parámetros.

Se conceptualizarán los elementos del sistema automático, eléctrico y neumático, que nos servirán para una adecuada automatización para el solapado superior del sellado de las cajas.

#### 1.1.1 El cartón corrugado.

Está compuesto de dos caras planas denominadas liners, separadas entre sí por una lámina ondulada llamada flauta como indica en la figura 1. Las mismas son compactadas mediante goma, presión y calor.

**Figura 1. Partes del cartón corrugado.**



Fuente:(Cyesa)

### 1.1.2 Cinta de embalaje.

En la industria la utilización de cintas de embalaje se da, por ser una opción eficiente y estética para un buen sellado de cajas corrugadas.

El embalaje tiene como objetivo proteger, aislar y brindar seguridad durante todo el proceso de almacenamiento y distribución física, ya que están expuestos a esfuerzos de maquinaria y de operarios. Debido a esto la cinta de embalaje juega un papel fundamental en este proceso.

### 1.1.3 Posibles riesgos que afecten el sellado.

Al momento en que se transporta una caja sellada, esta es manipulada de distintas maneras y a su vez se ve afectada por distintos tipos de riesgos que impiden que llegue en buen estado.

**Tabla 1 Posibles riesgos que afecte el sellado**

<b>Riesgos Climáticos.</b>	<b>Riesgos Mecánicos.</b>	<b>Otros Riesgos.</b>
Temperatura elevada. Baja temperatura. Baja presión. Luz. Agua líquida. Suciedad. Vapor de agua.	Impacto Vibración. Compresión. Aplastamiento o deformación. Perforación, desgarre y enganche.	Biológicos. Contaminación por otros productos.

**Fuente:** (Caeiro M. J., 2004)

## 1.2 Análisis de alternativas.

Para la selección de alternativas se dan a conocer las ventajas y desventajas que tienen cada uno de los distintos tipos de mecanismo que se va a utilizar.

### 1.2.1 Bandas transportadoras.

#### 1.2.1.1 Banda transportadora lateral.

Este tipo de banda, son instaladas perpendicular a la mesa del transportador, como se indica en la figura 2.

**Figura 2. Bandas laterales.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

#### **Ventajas**

- Utiliza dos bandas transportadoras con guía en la máquina.
- Tiene un desgaste uniforme, sin depender el tamaño de la caja.
- Existe mayor arrastre ya que se ayuda con rodillos en la mesa.

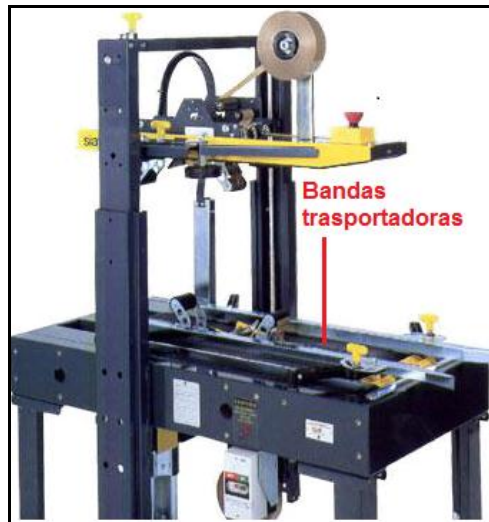
#### **Desventajas.**

- Difícil desmontaje.
- Necesita mayor mantenimiento.
- Espacio reducido.

### 1.2.1.2 Banda transportadora vertical.

Este tipo de bandas, son instaladas paralelas y al ras de la mesa del transportador como se observa en la figura 3.

**Figura 3. Transmisión por fricción.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

#### **Ventajas.**

- Mayor facilidad de ensamblaje.
- Mayor espacio para mantenimiento.

#### **Desventajas.**

- Utiliza de dos a cuatro bandas transportadoras con guía en la máquina.
- No tiene un desgaste uniforme, cuando el tamaño de la caja es pequeña.
- No tiene buen arrastre cuando se ocupa solo dos bandas transportadoras.

### 1.2.1.3 Fórmulas.

#### 1.2.1.3.1 Fuerza que ejerce la normal en la caja de cartón.

$$Fn=p*g \quad [Ec.1]$$

**Donde:**

$Fn$ = fuerza ( N)

$p$  = peso (kg)

$g$  = gravedad ( $m/s^2$ )

#### 1.2.1.3.2 Fuerza de fricción

$$F_f=\mu*Fn \quad [Ec.2]$$

**Donde:**

$F_f$  = fuerza de fricción entre materiales ( N)

$\mu$  = coeficiente de rozamiento (a dimensional)

$Fn$ = fuerza ( N)

#### 1.2.1.3.3 Velocidad de la banda.

La velocidad debe ser constante, basándose en una distancia determinada que implica desde el ingreso de la caja de cartón a la máquina, hasta que sale en su totalidad.

$$v = d / t \quad [Ec.3]$$

**Donde:**

$v$  = velocidad (m/s)

$d$  = distancia (m)

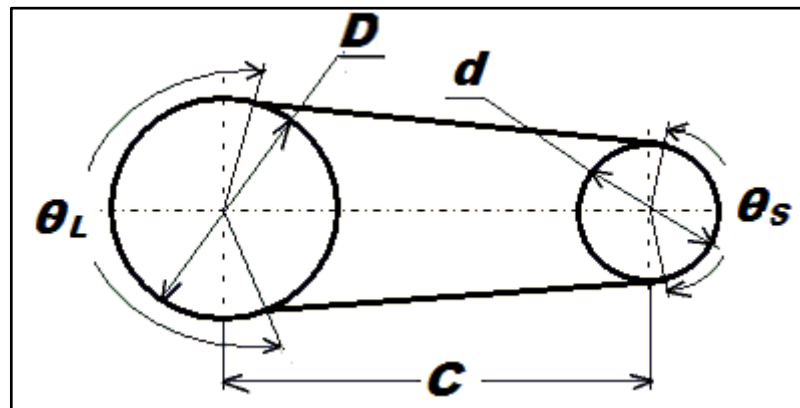
$t$  = tiempo (s)

#### 1.2.1.3.4 Ángulo de contacto entre la polea y la banda transportadora.

El ángulo de contacto por simple deducción deberá ser de 180°, ya que se utilizan rodillos del mismo diámetro y paralelos.

Para poder comprobar el valor del ángulo de contacto ver en la figura 4; se utiliza la ecuación 4.

**Figura 4. Ángulo de contacto entre la polea y la banda transportadora.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

$$\theta_D = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{D-d}{2c} \quad [\text{Ec.4}]$$

**Donde:**

Polea 1 = Polea 2

$\theta_D$  = Ángulo de contacto de la polea 1

$\theta_d$  = Ángulo de contacto de la polea 2

$D$  = Diámetro de polea 1

$d$  = Diámetro de polea 2

$c$  = Distancia inter eje.

#### 1.2.1.3.5 Longitud de la banda transportadora.

Se toma en cuenta la distancia entre ejes de las poleas donde va a estar ubicada la banda, como se indica en la ecuación 5.

El material que se va a ocupar para la banda es de poliuretano.

$$L = [4c^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2} (D\theta_D - d\theta_d) \quad [\text{Ec.5}]$$

**Donde:**

$D$  = Diámetro mayor de la polea

$d$  = Diámetro menor de la polea

$\theta_D$  = Ángulo de contacto de la polea 1

$\theta_d$  = Ángulo de contacto de la polea 2

$C$  = Distancia inter eje.

#### 1.2.1.3.6 Tensión ejercida en las bandas transportadoras.

Se tendrá un 10 % en pérdidas por la transmisión entre el reductor y el motor.

La potencia de polea motriz será por lo tanto igual 0.9 x HP del motor.

$$Te = \frac{0.90 \times HP \text{ motor} \times 33000}{S} \quad [\text{Ec.6}]$$

**Donde:**

$Te$  : tensión efectiva.

$HP \text{ motor}$  : Potencia del motor (HP).

$S$  : velocidad (pies/min).

#### 1.2.1.3.7 Tensión lado retorno

Es la que se adiciona a la banda transportadora, debido al peso del contrapeso o al tornillo tensor, esta tensión es necesaria para que la polea motriz no patine.

$$T_2 = k \times T_e \quad [\text{Ec.7}]$$

**Donde:**

$T_2$ : Tensión del lado tenso.

$k$  : Factor de transmisión , para prevenir deslizamiento.

$T_e$  : Tensión efectiva ( lb).

#### 1.2.1.3.8 Tensión lado tenso

$$T_1 = T_e + T_2 \quad [\text{Ec.8}]$$

**Donde:**

$k$  : Factor de transmisión , para prevenir deslizamiento.

$T_e$  : Tensión efectiva. ( lb)

$T_2$ : Tensión del lado tenso.

#### 1.2.1.3.9 Tensión de operación unitaria.

$$T_u = \frac{T_1}{\text{ancho de la banda}} \quad [\text{Ec.9}]$$

**Donde:**

$T_u$  : tensión de operación unitaria.

$T_e$  : Tensión efectiva. ( lb)



### 1.2.2 Transmisión de movimiento.

Por medio de varios métodos es posible transmitir la fuerza motriz (potencia mecánica), a partir de la fuente que lo produce hasta el lugar donde se va realizar un trabajo determinado.

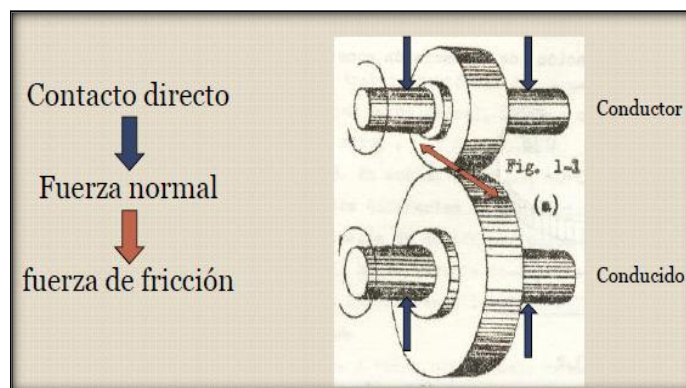
Los métodos que hacen esto posible son:

- Por fricción.
- Por correas planas.
- Por cadena.
- Por engranajes.
- Por bandas dentadas.

#### 1.2.2.1 Transmisión por fricción

Consiste en hacer resbalar dos ruedas que tengan contacto entre sí, ejerciendo una cierta presión la una sobre la otra (Figura 5).

**Figura 5. Transmisión por fricción.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

## Ventajas

- Bajo costo por su sencillo diseño.
- Facilidad de construcción.
- Bajo nivel de ruido.

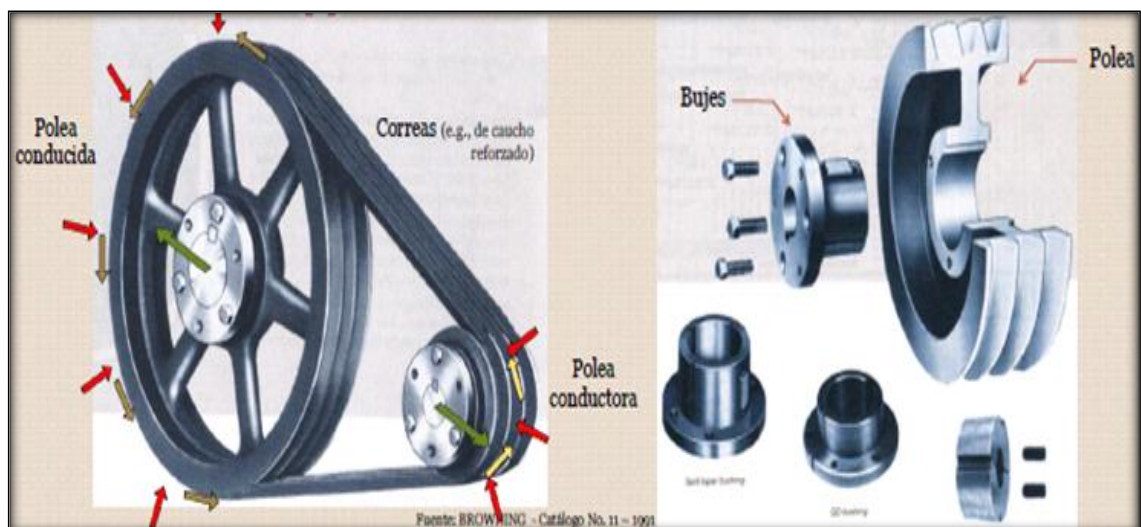
## Desventajas

- Relación de transmisión no constante.
- Grandes esfuerzos de contacto.
- Grandes fuerzas en apoyos y árboles.
- Resbalamiento por sobre carga.

### 1.2.2.2 Transmisión por correas.

Es la forma más sencilla de transmitir potencia, consta de una cinta (correa) colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al rotar transmite energía desde la polea motriz a la polea móvil. (Figura 6).

**Figura 6. Transmisión por correas.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

## Ventajas

- Transmite potencia a distancias grandes.
- Amortigua impactos.
- Elementos comercializados.
- Trabajo silencioso.
- No requiere lubricación.
- Puede transmitir potencia a varios árboles.
- Diseño sencillo.

## Desventajas

- Relación de transmisión no constante.
- Grandes fuerzas en apoyos y árboles. (tensado inicial)
- Alargamiento de correas.
- A veces se requiere dispositivos tensores.
- Duración de la correa afectada por la temperatura y humedad.
- Aceite, polvo y humedad reduce el coeficiente de fricción.

### 1.2.2.3 Transmisión por cadenas

Este tipo de sistema se aplica donde se requiere transmitir grandes pares de fuerza, con un rango de velocidad entre media y bajas, véase la figura 7.

**Figura 7. Transmisión por cadena.**



Fuente:(Pereira, 2012)

### **Ventajas**

- No existe deslizamiento.
- Relación de transmisión prácticamente constante.
- No necesita tensado inicial.
- Más fáciles de instalar y reemplazar que las bandas.

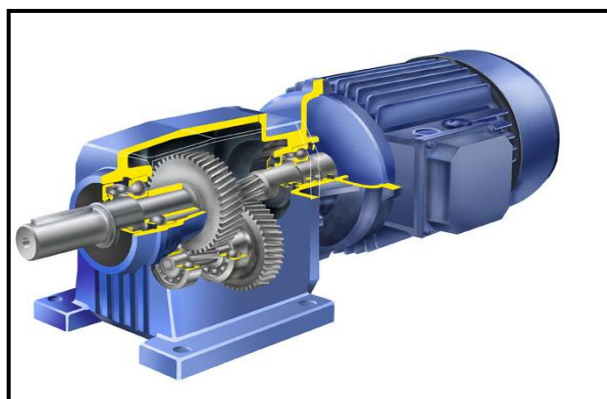
### **Desventajas**

- Son ruidosas y fuente de vibración.
- El costo es mayor.
- El mantenimiento es más minucioso, se deben lubricar, de acuerdo con el programa de mantenimiento.
- Elongación provocada por el desgaste de sus componentes.
- Flexibilidad limitada a un solo plano.
- Velocidades también limitadas.
- Requiere cambiar catarinas junto con la cadena.
- Su peso también influye en el diseño.

#### **1.2.2.4 Transmisión por medio de engranajes.**

Se conoce con el nombre de tren de engranajes al conjunto de dos o más ruedas dentadas, cuando gira una, giran las demás. (Véase figura 8.)

**Figura 8. Transmisión por medio de engranajes.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

### **Ventajas**

- Regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia.
- Mayor eficiencia en la transmisión de la potencia
- Seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

### **Desventajas**

- Costo elevado
- Ruido durante el funcionamiento
- Requieren mantenimiento: control y cambio del lubricante.

#### **1.2.2.4.1 Fórmulas para el movimiento del rodillo principal en la banda transportadora.**

- **Carga de diseño del rodillo principal.**

$$F = F_T \times L_{st} \quad [\text{Ec.10}]$$

**Donde:**

$F$  = Fuerza que ejerce sobre el motor

$L_{st}$  = Distancia entre centros

$F_T$  = Fuerza total

- **Torque.**

$$T = F \times d \quad [\text{Ec.11}]$$

**Donde:**

$T$  = Torque

$F$  = Fuerza que ejerce sobre el motor

$d$  = Distancia (diámetro del rodillo)

- **Velocidad angular.**

$$W_{ang} = \frac{V \times 1000 \times 60}{D \times \pi} \quad [\text{Ec.12}]$$

**Donde:**

$W_{ang}$  = Número de revoluciones por minuto

$V$  = Velocidad lineal (m/s)

$D$  = Diámetro del rodillo (mm)

- **Potencia requerida.**

$$Pot = T \times W_{ang}. \quad [\text{Ec.13}]$$

**Donde:**

$Pot$  = Potencia (HP)

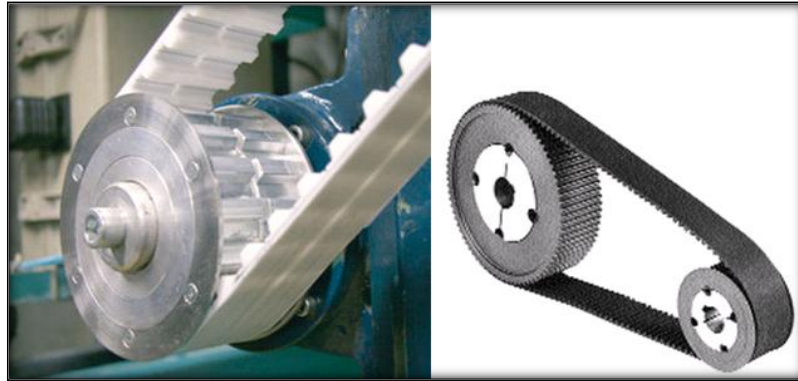
$W_{ang}$  = Velocidad Angular

$T$  = Torque

#### 1.2.2.5 Transmisión por medio de bandas dentadas.

Las poleas dentadas garantizan una relación de transmisión constante al disminuir el riesgo de deslizamiento sobre la polea, como se indica en la figura 9.

**Figura 9. Transmisión por banda dentada.**



**Fuente:** (Pereira, 2012)

#### **Ventajas.**

- Peso favorable para cualquier mecanismo.
- Mayor flexibilidad longitudinalmente
- No requiere lubricación.
- Se puede utilizar poleas de menor diámetro.

#### **Desventajas.**

- Vida útil a muy corto plazo.
- Alto costo en la construcción de las poleas.
- Necesitan un sistema de tensión inicial.
- Elongamiento de las bandas.

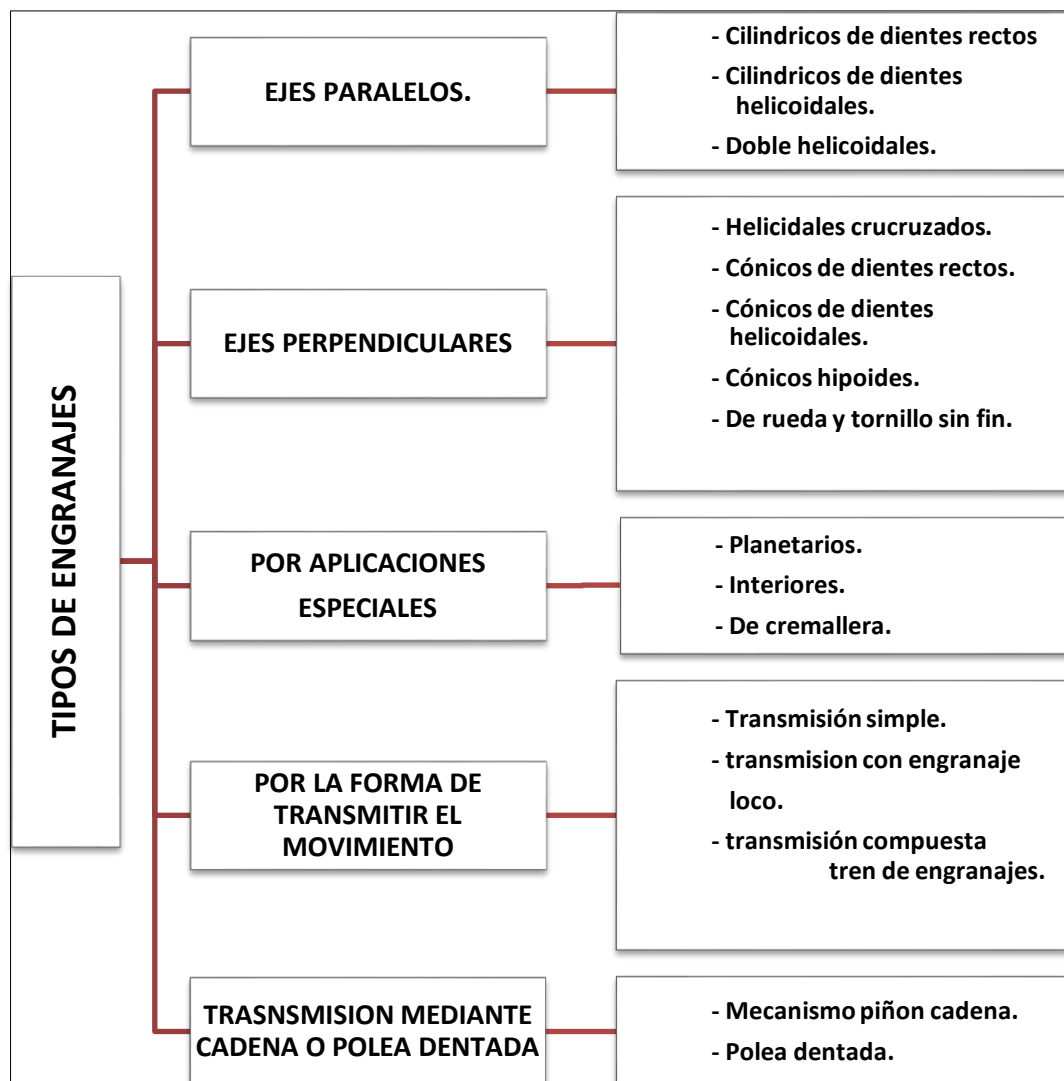
#### 1.2.3 Engranajes.

El engranaje es una rueda o cilindro dentado empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra.

### 1.2.3.1 Tipos de engranajes.

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado. Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes como se indica en la figura 10.

**Figura 10. Tipos de engranajes**



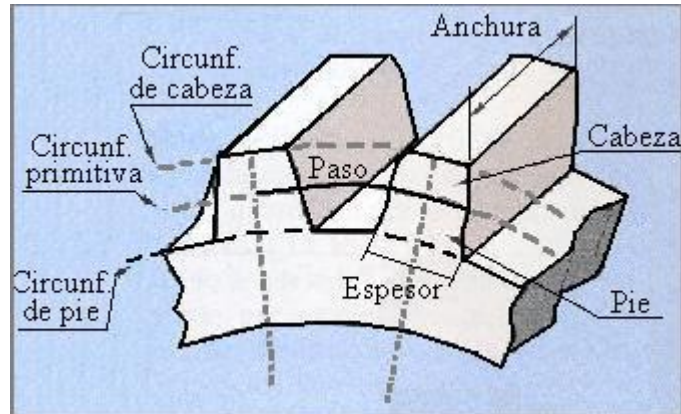
**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque



### 1.2.3.2 Partes principales del engranaje.

Como muestra la figura 11 las partes principales de los engranajes son:

**Figura 11. Partes principales del engranaje.**



**Fuente:**(Mestanza, 2008)

### 1.2.3.3 Ecuación general de la transmisión.

$$r = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad [\text{Ec.14}]$$

**Donde:**

r = relación de transmisión.

n = velocidad angular en r.p.m.

d = diámetro primitivo.

Z = número de dientes.

#### 1.2.3.4 Paso circular.

Se define paso circular o circunferencial a la relación:

$$P = \frac{\pi \cdot d}{Z} \quad [\text{Ec.15}]$$

**Donde:**

P = paso circular.

Z = número de dientes.

d = diámetro de paso o diámetro primitivo.

#### 1.2.3.5 Módulo.

$$m = \frac{d}{Z} \quad [\text{Ec.16}]$$

**Donde:**

m = módulo.

d = diámetro de paso o diámetro primitivo.

Z = número de dientes.

#### 1.2.3.6 Diámetro primitivo.

$$d_p = d_e - 2 m \quad [\text{Ec.17}]$$

**Donde:**

m = módulo.

D<sub>p</sub> = diámetro de paso o diámetro primitivo.

D<sub>e</sub> = Diámetro exterior.

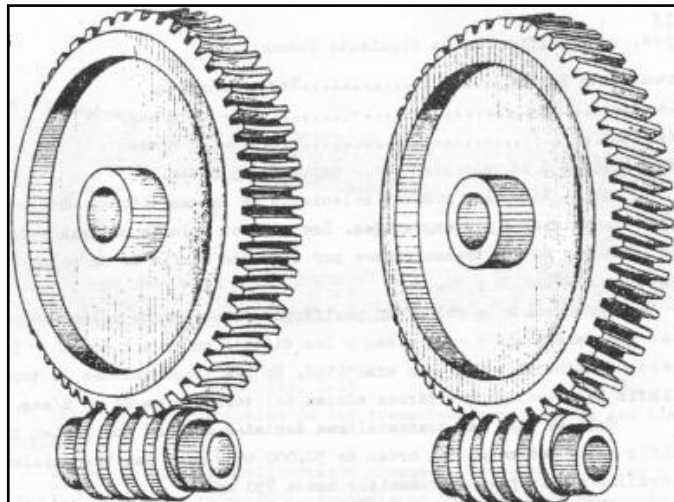
## **1.2.4 Tornillo de potencia.**

### **1.2.4.1 Partes principales y fórmulas constructivas.**

Es un mecanismo diseñado para transmitir grandes esfuerzos, también como reductores de velocidad aumentando la potencia de transmisión.

Se compone de una rosca cuadrada, pero para su facilidad de construcción se utiliza rosca ACME, como se indica en la figura 12.

**Figura 12. Tornillo sin fin y rueda helicoidal.**



**Fuente:**(Pereira, 2012)

### **1.2.4.2 Fórmulas para diseñar un tornillo de potencia.**

Estas fórmulas ayudarán en la selección de los parámetros como dimensiones y materiales para el diseño de los tornillos de potencia.

#### 1.2.4.2.1 Par de torsión necesario para elevar o bajar.

**Elevar**

[Ec.18]

$$T_R = \frac{F d_p}{2} \left( \frac{1 + \pi \mu d_p}{\pi d_p - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

**Bajar**

[Ec.19]

$$T_L = \frac{F d_p}{2} \left( \frac{\pi \mu d_p - 1}{\pi d_p - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

**Donde:**

$F$  = Carga [N]

$L$  = avance [m]

$d_p$  = Diámetro de paso [m]

$\mu$  = Factor de rozamiento de la rosca

$\mu_c$  = Factor de rozamiento de collarín

$d_c$  = Diámetro del collarín [m]

#### 1.2.4.2.2 Eficiencia Global Para Elevar La Carga.

$$e = \frac{F l}{2 \pi T_R} \quad [Ec.20]$$

**Donde:**

$F$  = Carga [N]

$L$  = avance [m]

$T_R$  = Par torsión para elevar [Nm]

#### 1.2.4.2.3 Esfuerzo cortante debido al esfuerzo de torsión $T_R$ .

$$\tau = \frac{16 T_R}{\pi d_r^3} \quad [\text{Ec.21}]$$

**Donde:**

$T_R$ = Par torsión para elevar [Nm].

$d_R$ =Diámetro interno

#### 1.2.4.2.4 Esfuerzo axial.

$$\sigma = -\frac{4 F}{\pi d_r^2} \quad [\text{Ec.22}]$$

**Donde:**

$F$ = Carga [N]

$d_R$ =Diámetro interno.

#### 1.2.4.2.5 Esfuerzo de apoyo.

$$\sigma_B = -\frac{2(0.38)(6.4) F}{\pi d_m(1)p} \quad [\text{Ec.23}]$$

**Donde:**

$F$ = Carga [N]

$d_m$ =Diámetro de paso

$p$ = paso

#### 1.2.4.2.6 Esfuerzo flexionante en la raíz.

$$\sigma_b = \frac{6(0.38 F)}{\pi d_r(1)p} \quad [\text{Ec.24}]$$

**Donde:**

$F$  = Carga [N]

$d_R$ = Diámetro interno

$p$  = paso

#### 1.2.4.2.7 Esfuerzo máximo cortante en la raíz de la rosca.

$$\sigma_b = \frac{6(0.38 F)}{\pi d_r(1)p} \quad [\text{Ec.25}]$$

**Donde:**

$F$  = Carga [N]

$d_R$ = Diámetro interno

$p$  = paso

#### 1.2.4.2.8 Esfuerzo Combinado Máximo.

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma^2 + (\sigma_b)^2} \quad [\text{Ec.26}]$$

**Donde:**

$\sigma$ = Esfuerzo axial [MPa]

$\sigma_b$ =Esfuerzo máximo cortante en la raíz de la rosca.

## 1.2.5 Moto reductor

### 1.2.5.1 Potencia del motor

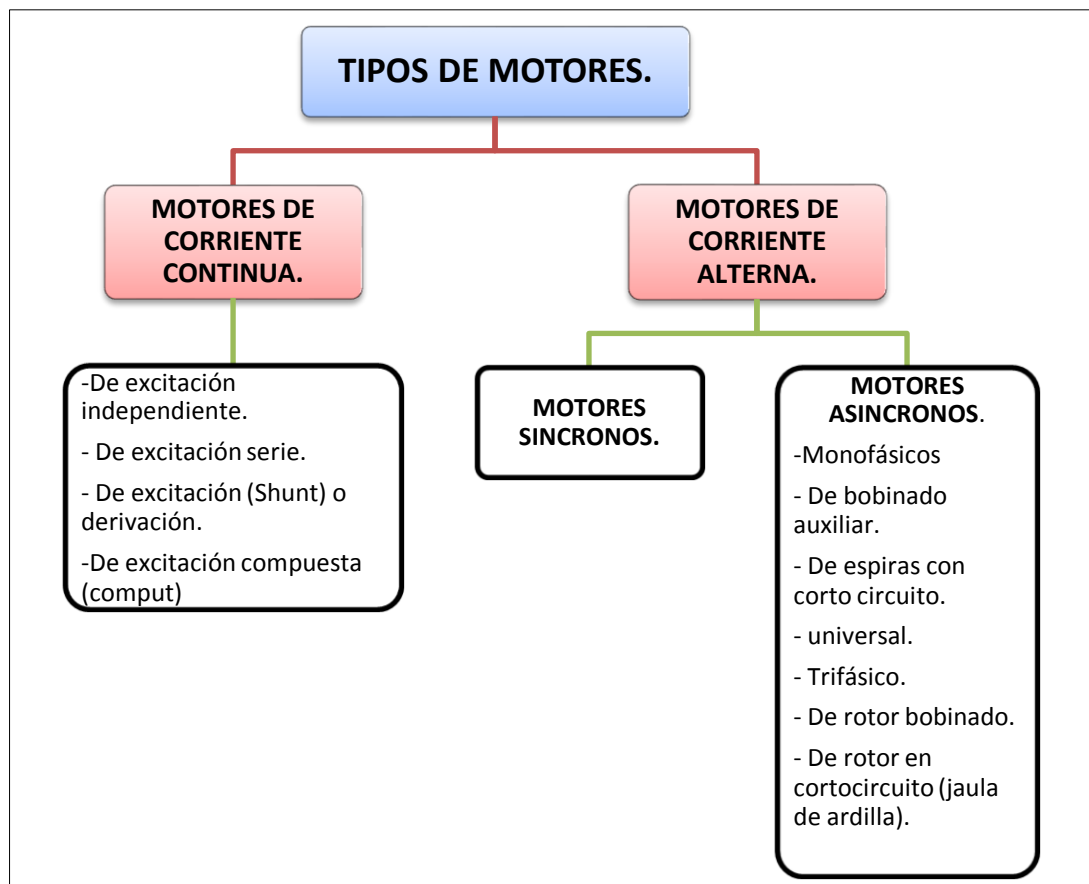
Se define la potencia en general, como el trabajo desarrollado en la unidad de tiempo. A pesar de que la energía es una sola cosa, puede ser presentada en formas diferentes. Si se conecta una resistencia a una red eléctrica con tensión pasará una corriente eléctrica que terminará calentando la resistencia.

Un motor eléctrico absorbe energía eléctrica de la red y la transforma en energía mecánica disponible en la punta del eje.

### 1.2.5.2 Tipos de Motores

Si se atiende al tipo de corriente utilizada para su alimentación (ver figura 13), se clasifican en:

**Figura. 13 Tipos de motores.**



**Fuente:**(Pereira, 2012)

### **1.2.6 Reductor.**

#### **1.2.6.1 Características del motor reductor y del trabajo a realizar.**

##### **Características del motor reductor**

- Potencia, en HP, de entrada y de salida.
- Velocidad, en RPM, de entrada y de salida.
- PAR(o torque), a la salida del mismo, en kg.
- Relación de reducción: índice que detalla la relación entre las RPM de entrada y salida.

##### **Características del trabajo a realizar.**

- Tipo de máquina motriz.
- Tipos de acoplamiento entre máquina motriz.
- Carga: uniforme, discontinua, con choque, con embrague, etc.
- Duración de servicio: horas/día.
- Número de Arranques/hora.

### **1.2.7 Automatización.**

#### **1.2.7.1 Sistema Neumático.**

La neumática es la tecnología que emplea el aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos.



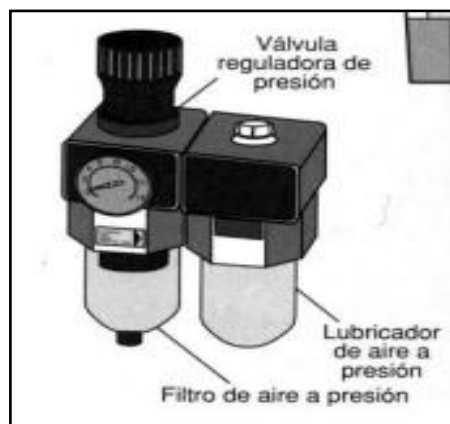
### 1.2.7.2 Elementos principales de un sistema neumático.

#### Unidad de mantenimiento.

La unidad de mantenimiento tiene la función de acondicionar el aire a presión y es antepuesto al mando neumático.

La UDM (unidad de mantenimiento) figura 14, está conformada por un regulador de presión, un filtro de aire y un lubricador de aire.

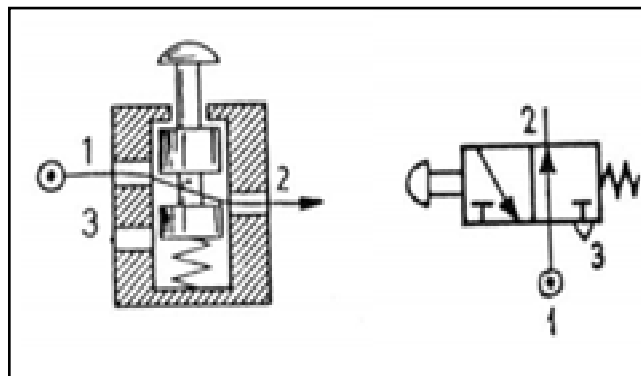
**Figura. 14** Unidad de mantenimiento.



**Fuente:**(Industrial, 2010)

#### Válvulas

En un sistema neumático, son las denominadas unidades de mando, como se observa en la figura 15 . Son aquellos dispositivos que distribuyen el aire comprimido hacia los diferentes elementos de trabajo.



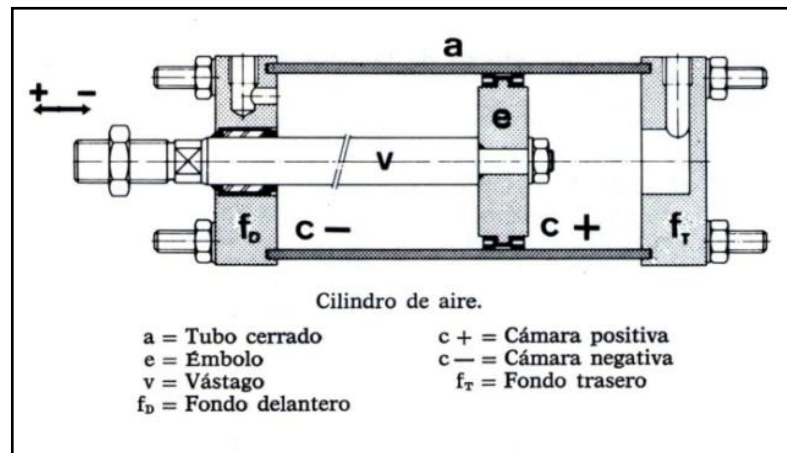
**Fuente:** (Industrial, 2010)

## Cilindros Neumáticos

Los cilindros neumáticos son unidades que transforman la energía potencial del aire comprimido en energía cinética o fuerzas prensoras.

Los cilindros de doble efecto son los más utilizados, en estos el aire comprimido actúa en cualquiera de las dos cámaras, por lo tanto el émbolo y el vástago del cilindro se pueden desplazar en cualquiera de las dos direcciones por efecto del fluido. Véase la figura 16.

**Figura 16. Cilindros neumáticos.**



Fuente:(Industrial, 2010)

### 1.2.7.3 Fórmulas para el cálculo del cilindro.

**Fuerza de avance:**

$$F = \pi x \frac{D_{cil}^2}{4} x P \quad [Ec.27]$$

$D_{cil}$  = Diámetro del cilindro (mm)

$P$  = Presión (Pas.)

### Fuerza de retroceso:

$$F = \pi \chi \frac{D_{cil}^2 - d_{vas}^2}{4} \times P \quad [\text{Ec.28}]$$

$D_{cil}$  = Diámetro del cilindro (mm)

$D_{vas}$  = Diámetro del vástago (mm)

$P$  = Presión (Pas.)

### Volumen

$$V = V_{\text{avance}} - V_{\text{retroceso}} \quad [\text{Ec.29}]$$

$$V = \pi \chi \frac{D_{cil}^2 - d_{vas}^2}{4} \times e$$

$D_{cil}$  = Diámetro del cilindro (mm)

$D_{vas}$  = Diámetro del vástago (mm)

$e$  = Carrera (mm)

### Ciclos

$$\text{Ciclos} = \frac{t}{n} \quad [\text{Ec.30}]$$

$t$  = Tiempo (s)

$n$  = Repeticiones

### Consumo de aire

#### Consumo manométrico

$$Q_m = \text{ciclos} \times \text{volumen} \quad [\text{Ec.31}]$$

$$P_m = P_{at} + P_m \quad [\text{Ec.32}]$$

$P_m$  = Presión manométrica (pas)

$P_{at}$  = Presión atmosférica (pas)

#### Consumo atmosférico

$$Q_{at} = \frac{P_m \times Q_m}{P_{at}} \quad [\text{Ec.33}]$$

$Q_m$  = Consumo manométrico (l/min)

$P_m$  = Presión manométrica (pas)

$P_{at}$  = Presión atmosférica (pas)

## **1.2.8 Sistema Eléctrico**

### **1.2.8.1 Elementos de Protección**

Las instalaciones eléctricas disponen de varios elementos de seguridad para disminuir el riesgo de accidentes, como los causados por cortocircuitos, sobrecargas o contacto de personas o animales con elementos en tensión.

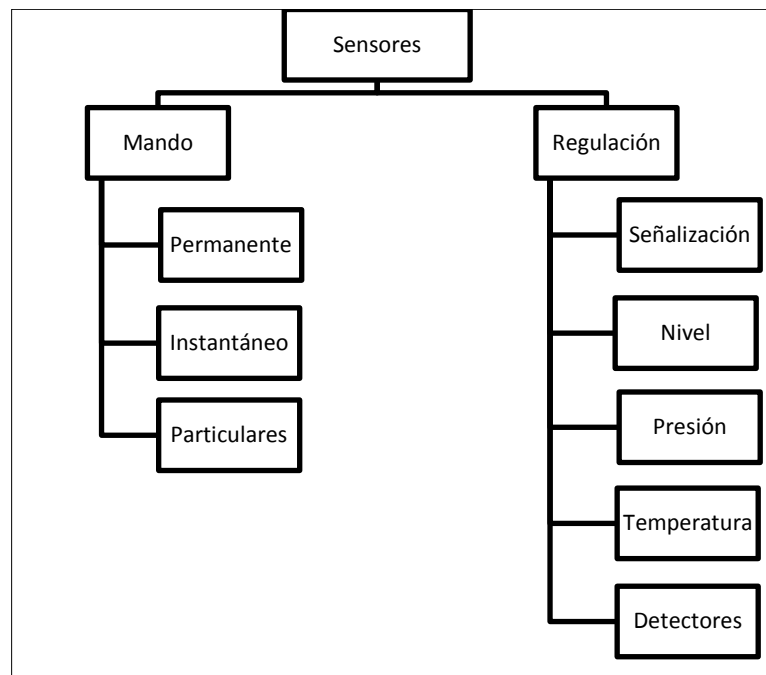
### **1.2.8.2 Elementos de Mando**

Para el manejo de los equipos o cuadros de contactores es necesario emplear una serie de aparatos, que se los pueda dividir en sistemas de mando permanente, mando instantáneo, mandos particulares y dispositivos de control.

### **1.2.8.3 Sensores**

Un sensor es un dispositivo eléctrico y/o mecánico que convierte magnitudes físicas (luz, magnetismo, presión, etc.) en valores medibles de dicha magnitud. (Figura 17).

**Figura. 17 Tipos de sensores.**



**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### **1.2.9 Uniones Mecánicas.**

Todas las máquinas constan de varios elementos de unión, que pueden clasificarse en uniones fijas y uniones desmontables.

#### **1.2.9.1 Uniones Fijas**

Las uniones fijas son aquellas uniones cuyos elementos de unión son imposibles de separar sin producir algún desperfecto o rotura en alguno de ellos.

Las uniones fijas más comunes hoy en día son:

- Por soldadura.
- Por remaches.
- Por ajuste a presión.
- Por adhesivos.

### 1.2.9.2 Uniones Desmontables

Las uniones desmontables se utilizan cuando se pretenda separar los elementos conectados con cierta facilidad una vez montada la estructura.

Las uniones desmontables típicas en el mecanizado son:

- Mediante elementos roscados.
- Mediante pasadores.
- Mediante guías.

Para elementos roscados y pasadores se emplea la tabla 2, en la cual se muestra los esfuerzos permisibles que se va a utilizar para el análisis de uniones desmontables.

**Tabla 2. Esfuerzos permisibles para conexiones estructurales tipo apoyo**

	Esfuerzo cortante permisible				Esfuerzo de tensión permisible	
	Sin roscas en el plano de cortante		Roscas en el plano de cortante			
Tornillos	Ksi	Mpa	Ksi	Mpa	Ksi	Mpa
ASTM A307	12	82,5	12	82,5	22,5	155
ASTM A325	30	207	24	165	45	310
ASTM A490	37,5	260	30	207	56,5	390
Miembros conectados			Esfuerzo de apoyo permisible		Esfuerzo de tensión permisible	
Todas las aleaciones			1,20 S <sub>u</sub>		0,6 S <sub>y</sub>	

Fuente: (Mott, 2009)

### 1.2.9.3 Disposiciones constructivas para ubicación de pernos.

Se presenta las expresiones matemáticas necesarias para poder diseñar la ubicación de pernos en los distintos mecanismos.

### **Distancia mínima entre centros**

$$S \geq 3,5 \times a \quad [\text{Ec.35}]$$

#### **Donde:**

S = distancia mínima entre centros para tornillos

a = Diámetro del tornillo

Distancia entre centros de agujeros y los bordes de una pieza

### **Borde frontal**

$$t_1 \geq 2 \times a \quad [\text{Ec.36}]$$

### **Borde Lateral**

$$t_2 \geq 1,5 \times a \quad [\text{Ec.37}]$$

Valor máximo a cualquier borde.

$$t \leq 3 \times a \quad [\text{Ec.38}]$$

#### **Donde:**

t = distancia a los bordes

a = diámetro del tornillo

#### **1.2.9.4 Fórmulas para diseño de conexiones atornilladas.**

Las condiciones a las cuales los distintos pernos están sujetos son importantes para poder diseñar y ubicar en un mecanismo.

#### 1.2.9.4.1 Falla por cortante.

$$F_s = \tau_a A_s \quad [\text{Ec.39}]$$

$F_s$ = Capacidad de la junta a cortante (N)

$\tau_a$ = Esfuerzo cortante permisible en los tornillos (Mpa)

$A_s$ = Área sometida a cortante ( $\text{mm}^2$ )

**Donde:**

$$A_s = \frac{N_s \times \pi \times D^2}{4} \quad [\text{Ec.40}]$$

$N_s$ = Número de tornillos en la junta

$D$  = Diámetro

#### 1.2.9.4.2 Falla por apoyo

$$F_b = \sigma_{ba} A_b \quad [\text{Ec.41}]$$

$F_b$  = Capacidad de la junta de resistir el esfuerzo de apoyo (N)

$\sigma_{ba}$  = Esfuerzo de apoyo permisible (Mpa)

$A_s$  = Área de apoyo ( $\text{mm}^2$ )

**Donde:**

$$A_s = N_b \times D \times t \quad [\text{Ec.42}]$$

$N_b$ = Número de superficies sometidas a esfuerzos de apoyo

$t$  = Espesor de las placas

$D$ = Diámetro del tornillo



#### 1.2.9.4.3 Falla por Tensión

$$F_t = \sigma_{ta} A_t \quad [\text{Ec.43}]$$

$F_b$ = Capacidad de la junta a tensión (N)

$\sigma_{ba}$ = Esfuerzo permisible a tensión (Mpa)

$A_s$ = Área neta sometida a tensión ( $\text{mm}^2$ )

**Donde:**

$$A_s = (w - ND_H)t \quad [\text{Ec.44}]$$

$W$ = Ancho de la placa

$N$ = Número de barrenos en la sección de interés

$t$  = Espesor de las placas

$D_H$ = Diámetro del barreno (en estructuras use  $D_H=D+1/16$  in o  $D+1,6$  mm)

#### 1.2.9.5 Perfiles laminados en caliente.

El acero está compuesto por hierro y carbono en muy baja proporción (generalmente menos del 1%), así como pequeñas cantidades de algunos otros elementos químicos. Los perfiles laminados en caliente se forman moldeando acero caliente semi-plástico repetidamente a través de una serie de rodillos que le dan forma al elemento lineal con una sección transversal constante.

Se moldean formas simples de varilla redondas y barras planas, flejes, placas y ángulos de lados iguales y desiguales, perfiles en C, IC, TR, IR.

**Ventajas:**

- **Alta resistencia:** La alta resistencia del acero por unidad de peso implica que será poco el peso de las estructuras
- **Durabilidad:** Dándoles el mantenimiento adecuado contra la corrosión a las estructuras de acero, durarán indefinidamente.
- **Ductilidad:** Es la propiedad que tiene un material de soportar grandes deformaciones sin fallar bajo altos esfuerzos de tensión.

- **Tenacidad:** Es la propiedad de un material para absorber energía en grandes cantidades

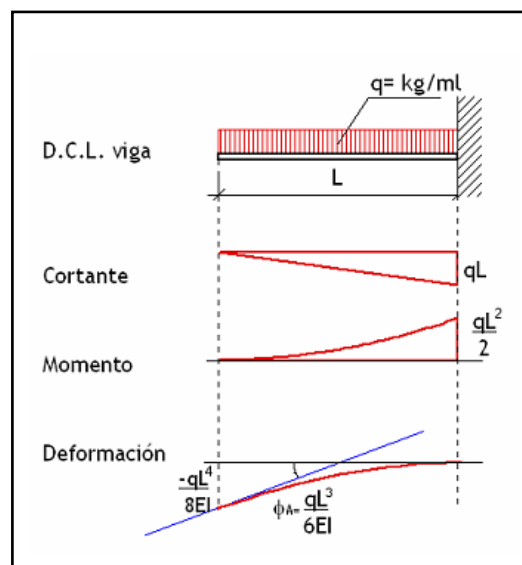
#### Desventajas:

- **Susceptibilidad al pandeo:** Debido a la alta resistencia del acero, las secciones diseñadas resultan esbeltas; esta situación puede generar problemas de pandeo,
- **Fatiga:** Otra característica inconveniente del acero es que su resistencia puede reducirse si se somete a un gran número de inversiones del signo del esfuerzo, o bien, a un gran número de cambios de la magnitud del esfuerzo de tensión compresión.
- **Corrosión:** Otro factor es la corrosión, presentándose cuando el elemento es expuesto a la humedad, al aire y otros medios corrosivos como el suelo.

#### 1.2.10 Fórmulas para viga en voladizo con carga uniformemente distribuida

Como se observa en la figura 18, para poder realizar el análisis de esfuerzos en un perfil se necesita primero conocer de qué manera las cargas afectan al perfil por medio de un caso de análisis estructural el cual será el siguiente: (Figura 18).

**Figura18. Viga en voladizo con carga uniformemente distribuida.**



**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque)

#### 1.2.10.1 Esfuerzo cortante.

$$Ra = qxL \quad [\text{Ec.45}]$$

Ra= Esfuerzo cortante

q = Carga

L = longitud de viga

#### 1.2.10.2 Momento flector.

$$M = \frac{qxL^2}{2} \quad [\text{Ec.46}]$$

M = Momento flector

q = Carga

L= longitud de viga

#### 1.2.10.3 Desviación tangencial.

$$\emptyset_A = -\frac{q x L^3}{6 x E x I} \quad [\text{Ec.47}]$$

$\emptyset_A$ = Desviación tangencial

Q = Carga

L = longitud de viga

E = Módulo de elasticidad

I = Momento de inercia

#### 1.2.10.4 Deformación de la flecha.

$$Y_{max} = -\frac{q x L^4}{8 x E x I} \quad [\text{Ec.48}]$$

$Y_{\max}$ = Deformación de la fleca

$q$ = Carga

$L$ = longitud de viga

$E$ = Módulo de elasticidad

$I$ = Momento de inercia

### **1.2.11 Fórmulas para la selección de un perfil para el pórtico.**

#### **1.2.11.1 Esfuerzo de diseño.**

$$\sigma d = \sigma_y \times 36000 \quad [\text{Ec.49}]$$

$\sigma d$  = esfuerzo de diseño

$\sigma_y$  = esfuerzo para acero de carbono

#### **1.2.11.2 Momento de inercia de un perfil.**

$$S_x = \frac{M_x}{\sigma d} \quad [\text{Ec.50}]$$

$S_x$ = Momento de inercia

$M_x$ =Momento flector

$\sigma d$  = esfuerzo de diseño

### **1.2.12 Fórmulas para selección de un perfil para sostener la máquina.**

#### **1.2.12.1 Relación de esbeltez.**

$$SR = \frac{K \times L}{r} \quad [\text{Ec.51}]$$

$K$  = Factor de fijación de los extremos.

$L$  =Longitud real de la columna entre los puntos de apoyo o de restricción lateral.

$r$  = Radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna.

#### 1.2.12.2 Radio crítico.

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [\text{Ec.52}]$$

I = Momento de inercia la sección transversal de la columna con respecto a uno de los ejes principales

A = Área de la sección trasversal

#### 1.2.12.3 Constante de Columna.

$$C_C = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{S_y}} \quad [\text{Ec.53}]$$

E = Módulo de elasticidad del material

S<sub>y</sub> = Resistencia a la cedencia

#### 1.2.12.4 Ecuación de JB Johnston

$$P_{Cr} = A \times S_y \times \left[ 1 - \frac{S_y(SR)^2}{4\pi^2 \times E} \right] \quad [\text{Ec.54}]$$

P<sub>Cr</sub> = Carga crítica.

A = Área de la sección transversal.

S<sub>y</sub> = Resistencia a la cedencia.

SR = Relación de esbeltez.

E = Módulo de elasticidad.

#### 1.2.12.5 Carga admisible.

$$P_{\sigma} = \frac{P_{Cr}}{N} \quad [\text{Ec.55}]$$

P<sub>σ</sub> = Carga permisible.

P<sub>Cr</sub> = Carga crítica.

N = Factor de diseño.

### 1.3 Selección de Alternativas.

Se selecciona los mejores elementos de la máquina, basándose en las características de cada uno de ellos, para encontrar los más adecuados en el funcionamiento de la maquinaria.

En las diferentes selecciones se obtiene la siguiente calificación de acuerdo con la investigación realizada en el análisis de alternativas:

Excelente: 5

Muy Bueno: 4

Bueno: 3

Regular: 2

Malo: 1

#### 1.3.1 Selección de transmisión de movimiento.

Para la transmisión de movimiento hacia el rodillo motriz de la banda transportadora se presenta las siguientes alternativas ver tabla 3 y se realiza la comparación para encontrar la mejor opción.

**Tabla 3. Alternativa para la transmisión de movimiento**

<b>Características</b>	<b>Fricción</b>	<b>Correas</b>	<b>B. Dentada</b>	<b>Cadena</b>	<b>Engranajes</b>
Eficiencia de la transmisión	1	3	4	5	5
Mantenimiento	3	4	3	4	4
Potencia	1	4	4	5	5
Costo	4	4	3	3	2
Espacio requerido	3	1	1	1	5
Instalación	3	4	4	4	5
<b>TOTAL</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>19</b>	<b>22</b>	<b>26</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque

Al realizar la tabla se puede observar que la opción de engranajes tiene 26 puntos, de esta manera cumple con las condiciones necesarias para la construcción de la máquina.

### 1.3.2 Selección de banda transportadora.

La selección de la banda tiene como objetivo encontrar la cantidad necesaria que se puede utilizar para optimizar el trabajo, reduciendo costos. (Tabla 4)

**Tabla 4. Selección de banda transportadora**

<b>Características</b>	<b>Banda transportadora lateral</b>	<b>Banda transportadora vertical (2 bandas)</b>	<b>Banda transportadora vertical (4 bandas)</b>
Mantenimiento	4	3	2
Costo	5	5	1
Desgaste	5	3	3
Arrastre	4	2	5
Montaje	4	3	2
<b>TOTAL</b>	<b>22</b>	<b>16</b>	<b>13</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque

Mediante la tabla anterior, la mejor opción es la banda lateral ya que cumple con los parámetros que necesita el diseño.

### 1.3.3 Selección del perfil.

Para la selección del perfil se toman en cuenta los parámetros que se indican en la tabla 5 de la siguiente manera.

**Tabla 5. Selección del perfil.**

<b>Característica</b>	<b>Perfil en C</b>	<b>Perfil en I</b>	<b>Perfil en L</b>	<b>Perfil en U</b>
Resistencia	5	5	5	5
Uniformidad	5	5	5	5
Momento de inercia	5	5	3	5
Facilidad para la construcción de acuerdo a la estructura	5	4	4	4
Costo	5	5	5	5
Facilidad para la obtención en el mercado ecuatoriano	5	3	5	5
Facilidad para la sujeción de piezas	5	5	3	5
<b>TOTAL</b>	<b>35</b>	<b>27</b>	<b>27</b>	<b>34</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque

Por medio de la tabla de tabulación la mejor opción es el perfil en C, el cual servirá para la construcción de la estructura de la máquina.

#### 1.3.4 Desplazamiento de Cabezal.

Para el desplazamiento del cabezal se elige la transmisión de movimiento por medio de tornillo sin fin y piñón-cremallera cuyas características se observan en la tabla 6.

**Tabla 6 Desplazamiento del cabezal**

<b>Características</b>	<b>Tornillo sin fin</b>	<b>Piñón y cremallera</b>
Eficiencia de la transmisión	5	5
Lubricación	5	3
Costo	5	2
Instalación	5	4
Construcción	4	3
<b>TOTAL</b>	<b>24</b>	<b>17</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque

Luego del análisis se concluye que la mejor opción es utilizar un tornillo sin fin para poder desplazar el cabezal superior.

#### 1.3.5 Bandas Transportadoras.

Para el desplazamiento de las bandas transportadoras se selecciona de la tabla 7 la transmisión de movimiento por medio de tornillo sin fin y piñón-cremallera.



**Tabla 7 Bandas transportadoras**

<b>Características</b>	<b>Tornillo sin fin</b>	<b>Piñón y cremallera</b>
Eficiencia de la transmisión	5	5
Lubricación	5	3
Costo	5	2
Instalación	5	4
Construcción	4	3
<b>TOTAL</b>	<b>24</b>	<b>17</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque

Del análisis se decide utilizar un tornillo sin fin para poder desplazar las bandas transportadoras.

## CAPÍTULO II

### CÁLCULOS DEL DISEÑO

#### 2.1 Generalidades.

Partiendo de las tabulaciones sobre todas las posibilidades que se presentan para la construcción de una máquina selladora de cajas de cartón y tomando en cuenta los dos procesos que se van a realizar. El cierre automático de las solapas superiores, seguido por el sellado de la caja en la parte superior e inferior.

Se procederá a efectuar los respectivos cálculos de los diferentes elementos, tomando en cuenta los parámetros de alcance a los que la máquina deberá trabajar.

##### 2.1.1 Velocidad de la Banda Transportadora.

De la tabla 8 se determina la velocidad de la banda transportadora utilizando la ecuación 3.

Los valores de distancia y tiempo son valores experimentales:

**Tabla 8. Tiempo necesario para sellar una caja de cartón en una longitud de 1.5 metros.**

	<b>Distancia ( metros)</b>	<b>Tiempo ( segundos)</b>
1	1.5	4.89
2	1.5	4.72
3	1.5	4.15
4	1.5	4.97
5	1.5	5.02
<b>Promedio total</b>	<b>1.5</b>	<b>4.75</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa- Augusto Coque

Por lo tanto se tomará un tiempo de 5 segundos para la realización de los cálculos.

$$v = \frac{d}{t}$$

$$v = \frac{1.5 \text{ m}}{5 \text{ s}}$$

$$v = 0.3 \text{ m/s}$$

### **2.1.2 Fuerza que ejerce la normal en la caja de cartón.**

Para obtener el valor de la fuerza basado en la masa se utiliza la ecuación 1. El peso aproximado de la banda transportadora es de 2,5 kg; este valor se adiciona al peso de la caja.

$$F = p * g$$

$$F = (30 + 5)kg * 9,8 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 343 \text{ N}$$

### **2.1.3 Fuerzas de fricción.**

Para poder encontrar este valor se basará en la ecuación 2.

#### **2.1.3.1 Cartón-aluminio.**

Al tomar en cuenta que el coeficiente de rozamiento entre cartón y aluminio, el valor empleado se observa en la tabla 9.

**Tabla 9. Coeficientes de rozamiento estático y cinético.**

<b>* COEFICIENTES DE ROZAMINETO ESTATICO Y CINÈTICO</b>		
<b>Superficies de contacto</b>	$\mu_s$	$\mu_k$
Cobre sobre acero	0,53	0,36
Acero sobre acero	0,74	0,57
Aluminio sobre acero	0,61	0,47
Caucho sobre concreto	1	0,8
Madera sobre madera	0,25	0,2
Madera encerada sobre nivel húmedo	0,14	0,1
Teflón sobre teflón	0,04	0,04
Cartón sobre poliuretano	0,7	0,54
Cartón sobre acero	0,6	0,34
Articulaciones sinoviales en humanos	0,01	0,003

**Fuente:** (Serway, 1992)

$$F_{Al} = \mu_{Al} * F$$

$$F_{Al} = 0,6 * 343 \text{ N}$$

$$F_{Al} = 205,8 \text{ N}$$

### 2.1.3.2 Cartón- poliuretano.

El valor del coeficiente de rozamiento entre el cartón y poliuretano es tomado de la tabla 9.

$$F_p = \mu_p * F$$

$$F_p = 0.7 * 343 \text{ N}$$

$$F_p = 240 \text{ N}$$

Este valor se duplica, ya que en el diseño son dos bandas transportadoras.

### 2.1.3.3 Cartón-acero.

Este valor se tomó de la tabla 9

Da como resultado  $\mu_A = 0.6$

$$F_A = \mu_A * F$$

$$F_A = 0.6 * 343 \text{ N}$$

$$F_A = 205.8 \text{ N}$$

### 2.1.3.4 Fuerza del resorte principal en el cabezal superior e inferior.

Se adiciona la fuerza de reacción del resorte  $F_r$  que se encuentra en el cabezal superior e inferior, esta fuerza es la necesaria para lograr alcanzar la distancia de deformada adecuada.

El tipo de cabezal superior e inferior se lo puede observar en la tabla 9, para lo cual se selecciona un cabezal de 55mm que es el más comercial en la industria.

La fuerza mínima para poder alcanzar la expansión adecuada para el proceso de sellado se tomará de la tabla 11 de acuerdo al tipo de cabezal que se seleccionó.

**Tabla 10. Tipos de cabezales precinto**

FOTO	CODIGO	DESCRIPCION
	S7803253ZZZ	Cabezal K11R precinto 50mm
	S7803255ZZZ	Cabezal K12R precinto 75mm

**Fuente:** (INDUSTRIAL, 2012).

**Tabla 11. Fuerza mínima para la expansión del resorte principal K11 en el cabezal superior e inferior. (INDUSTRIAL, 2012)**

FOTO	CODIGO	DESCRIPCION	Fr min (N)
	S370018194Z	Muelle conformador K-11/12	-
	S370029698Z	Muelle contraste K-11/12	-
	S370022794Z	Muelle grupo corte K-11/12	-
	S370021594Z	Muelle portarollos K-11/12	-
	S370017992Z	Muelle principal duro K-11	75,75
	S370017894Z	Muelle principal semi-duro K-12	55.5

Fuente: (INDUSTRIAL, 2012)

#### 2.1.4 Fuerza total mínima para romper la inercia en la caja de cartón al pasar por el proceso de sellado.

**Tabla 12. Tabla de inercias mínimas.**

Denominación	Cantidad	Fuerza( N ).
$F_{Al}$	1	205.8
$F_P$	2	480
$F_A$	1	205.8
$Fr$	2	151.5
<b>TOTAL</b>		<b>1043.1</b>

Fuente: Emilio Arequipa-Augusto Coque.

La fuerza encontrada se la debe dividir para 240 cm, que es la distancia que recorre la caja en ambos lados.

$$F_T = \frac{1043.1 \text{ N}}{240 \text{ cm}}$$

$$F_T = 4,3462 \frac{\text{N}}{\text{cm}}$$

### 2.1.5 Carga de diseño.

Se utilizará la ecuación 10.

$$F = F_T \times L_{st}$$

$$F = 4,3462 \frac{\text{N}}{\text{cm}} \times 120 \text{ cm}$$

$$F = 521,5 \text{ N}$$

### 2.1.6 Torque.

Para encontrar el torque se basará en la ecuación 11.

$$T = F \times d$$

$$T = 521.5 \text{ N} \times 0.1 \text{ m}$$

$$T = 52,15 \text{ N}$$

### 2.1.7 Velocidad angular.

Para resolver la velocidad angular se utilizará la ecuación 12

$$W_{ang} = \frac{0.3 \times 1000 \times 60}{0.1 \times \pi}$$

$$W_{ang} = 57,29 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Se transformará a rad / seg y la velocidad angular será igual a:

$$W_{ang} = 6,28 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

### 2.1.8 Potencia requerida del moto reducto para poder arrastrar la caja de cartón.

Se utilizó la ecuación 13.

$$Pot = T \times W_{ang.}$$

$$Pot = 52,15 \times 6,28$$

$$Pot = 327,5 Watts$$

Al aplicar el factor de conversión se obtiene el resultado en HP.

$$Pot = 0,44 HP$$

Para encontrar la eficiencia dividimos para 0.9 el valor obtenido-

$$Eficiencia = 0,45$$

La potencia requerida es de ½ HP, que se lo distribuirá en 2 motores de ¼ de HP para poder arrastrar las cajas de 30 kg.

Se seleccionará un motoreductor que posees una potencia de ¼ de HP y una salida de 60 rpm marca varvel.

Además se utilizara un variador de frecuencia que regule la velocidad de salida del motoreductor de esta manera la velocidad de producción puede aumentar y disminuir de acuerdo a como el operario lo desee.

Especificaciones técnicas	Motoreductor	Variador de frecuencia
Potencia (HP)	1/4	1/2
Revoluciones (R.P.M)	60	0-60
Frecuencia (Hz)	60	60
Voltaje( V)	220	220



### 2.1.9 Banda transportadora.

#### 2.1.9.1 Ángulo de contacto entre la banda plana y la polea.

Se utilizó la ecuación 4.

$$\theta_D = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{D - d}{2c} \right)$$

Para la polea 1 y polea 2

$$\begin{aligned}\theta_D &= \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{D - d}{2c} \right) \\ \theta_D &= \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{100 - 100}{2 * 1300} \right) \\ \theta_D &= \pi = 180^\circ = \theta_d\end{aligned}$$

#### 2.1.9.2 Longitud de la banda.

Se utilizó la ecuación 5.

$$\begin{aligned}L &= [4c^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2} (D\theta_D - d\theta_d) \\ L &= [4 * (1520)^2 - (100 - 100)^2]^{1/2} + \frac{1}{2} (100 * 31.4 - 100 * 31.4) \\ L &= 3040 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 2.1.10 Cálculo de tensión de banda.

#### 2.1.10.1 Tensión efectiva de la banda transportadora.

Se utilizó la ecuación 6.

$$\begin{aligned}Te &= \frac{0.9 * HP * 33000}{s} \\ F &= \frac{0.9 * 0.25 * 33000}{59.055} \\ F &= 127.7 \text{ lb} = 58.04 \text{ kg}\end{aligned}$$

### 2.1.10.2 Tensión lado retorno

Para encontrar la tensión del lado del retorno se empleará el factor K que se encuentra en la tabla 12, teniendo en cuenta que la superficie de contacto es de 180° , con una superficie no lisa y con un tensor de tornillo.

Para este cálculo se empleara la ecuación 7.

$$T_2 = k \times T_e$$

$$T_2 = 0.8 \times 127.7 \text{ lb}$$

$$T_2 = 102.16 \text{ lb} = 46.4 \text{ kg}$$

**Tabla 13. Factor de transmisión K**

TABLA 2 - Factor de transmisión (K) para prevenir deslizamiento					
ANGULO DE CONTACTO EN LA BANDA DE TRANSMISION	TIPO DE TRANSMISION	TENSOR DE TORNILLO		TENSOR DE GRAVEDAD	
		POLEA LISA	POLEA RECUBIERTA	POLEA LISA	POLEA RECUBIERTA
150°	Recta	1.5	1	1.08	0.67
160°	Recta	1.4	0.9	0.9	0.60
170°	Recta	1.3	0.9	0.91	0.55
180°	Recta	1.2	0.8	0.84	0.50
190°	De contacto	1.1	0.7	0.77	0.45
200°	De contacto	1	0.7	0.72	0.42
210°	De contacto	1	0.7	0.67	0.38
220°	De contacto	0.9	0.6	0.62	0.35
230°	De contacto	0.9	0.6	0.58	0.32
240°	De contacto	0.8	0.6	0.54	0.30
340°	Tandem o Dual	0.5	0.4	0.29	0.143
360°	Tandem o Dual	0.5	0.4	0.26	0.125
380°	Tandem o Dual	0.5	0.3	0.23	0.108
400°	Tandem o Dual	0.5	0.3	0.21	0.095
420°	Tandem o Dual	0.4	0.3	0.19	0.084
440°	Tandem o Dual	-	-	0.17	0.074
460°	Tandem o Dual	-	-	0.15	0.064
480°	Tandem o Dual	-	-	0.14	0.056

**Fuente:** (CONTITECH).

### 2.1.10.3 Tensión lado tenso

Se utiliza la ecuación 8

$$T_1 = T_e + T_2$$

$$T_1 = 127.7 \text{ lb} + 102.16 \text{ lb}$$

$$T_1 = 229.86 \text{ lb} = 104.48 \text{ kg}$$

### **Tensión lado tenso**

Para realizar este cálculo tomamos en cuenta que el ancho de la banda transportadora es de 154 cm y empleamos la ecuación 9.

$$T_u = \frac{T_1}{\text{ancho de la banda}}$$

$$T_u = \frac{104.48}{15}$$

$$T_u = 6.96 \frac{kg}{cm}$$

### **2.1.11 Tornillo de potencia para poder regular las bandas transportadoras lateralmente.**

#### **2.1.11.1 Par torsión para abrir lateralmente las bandas transportadoras.**

Para poder desplazar la carga de 30 kg ubicado en los mecanismos laterales se utilizó la ecuación 18.

$$T_R = \frac{F d_p}{2} \left( \frac{1 + \pi \mu d_p}{\pi d_p - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

$$T_R = \frac{294 * 0.02286}{2} \left( \frac{0.00508 + \pi * 0.1 * 0.02286}{\pi * 0.02286 - 0.1 * 0.00508} \right) + \frac{294 * 0.1 * 0.04}{2}$$

$$T_R = 1.16 \text{ Nm}$$

#### **2.1.11.2 Par torsión para cerrar lateralmente las bandas transportadoras.**

Se utiliza la ecuación 19.

$$T_L = \frac{F d_p}{2} \left( \frac{\pi \mu d_p - l}{\pi d_p - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

$$T_L = \frac{294 * 0.02286}{2} \left( \frac{\pi * 0.1 * 0.02286 - 0.00508}{\pi * 0.02286 - 0.1 * 0.00508} \right) + \frac{294 * 0.1 * 0.4}{2}$$

$$T_L = 0.68 \text{ Nm}$$

Por lo tanto se ocupa el par torsión para abrir ya que es el valor más alto entre el abrir y cerrar la banda transportadora.

#### 2.1.11.3 Eficiencia global para elevar la carga.

Para obtener el valor de la eficiencia se emplea la ecuación 20.

$$e = \frac{F l}{2 \pi T_R}$$

$$e = \frac{294 * 0.00508}{2 * \pi * 1.16}$$

$$e = 0.20$$

$$e = 20 \%$$

#### 2.1.11.4 Esfuerzo cortante debido al esfuerzo de torsión TR.

Se utiliza la ecuación 21

$$\tau = \frac{16 T_R}{\pi d_r^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 1.16}{\pi * 0.022^3}$$

$$\tau = 554830 \text{ Pa}$$

#### 2.1.11.5 Esfuerzo axial.

Se calcula por medio de la ecuación 22.

$$\sigma = - \frac{4 F}{\pi d_r^2}$$

$$\sigma = - \frac{4 * 294}{\pi * 0.020^2}$$

$$\sigma = -935831 \text{ Pa}$$

#### 2.1.11.6 Esfuerzo de apoyo.

Se utiliza la ecuación 23.

$$\sigma_B = -\frac{2(0.38F)}{\pi d_m(1)p}$$
$$\sigma_B = -\frac{2(0.38 * 294)}{\pi * 0.02286 * (1) * 0.00508}$$
$$\sigma_B = -612450.6 \text{ Pa}$$

#### 2.1.11.7 Esfuerzo flexionante en la de raíz.

Se utiliza ecuación 24.

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r(1)p}$$
$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * 294}{\pi * 0.020 * (1) * 0.00508}$$
$$\sigma_b = 2100093.336 \text{ Pa}$$

#### 2.1.11.8 Esfuerzo combinado ( $\sigma_c$ ).

Se utiliza la ecuación 26.

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_b)^2 + (\sigma)^2}$$
$$\sigma_c = \sqrt{(2100093.336)^2 + (-935831)^2}$$
$$\sigma_c = 2299167.606 \text{ Pa}$$
$$\sigma_c = 2.29 \text{ MPa}$$

#### 2.1.12 Cálculos de engranajes recto para transmisión de movimiento en los laterales.

Para poder transmitir el movimiento equivalente en los laterales simultáneamente, se debe partir desde el cálculo de los piñones rectos que van conectados directamente a los tornillos de potencia, ecuación 16.

$$z = \frac{d_e}{m}$$

$$z = \frac{45}{1.5}$$

$$z = 28 \text{ dientes}$$

#### 2.1.12.1 Diámetro primitivo.

Se utiliza la ecuación 17.

$$d_p = d_e - 2 m$$

$$d_p = 45 - 2(1.5)$$

$$d_p = 42 \text{ mm}$$

#### 2.1.12.2 Paso circunferencial.

Se utiliza la ecuación 15.

$$p_c = \frac{\pi \cdot d_p}{z}$$

$$p_c = \frac{\pi \cdot 42}{28}$$

$$p_c = 4.71 \text{ mm}$$

### 2.1.13 Tornillo de potencia para cabezal superior.

#### 2.1.13.1 Par torsión para elevar.

Por factor de seguridad se utiliza la ecuación 18 ya que es el par de torsión más alto que se puede encontrar este tipo de mecanismos.

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

$$T_R = \frac{891 * 0.014}{2} \left( \frac{0.00318 + \pi * 0.1 * 0.014}{\pi * 0.014 - 0.1 * 0.00318} \right) + \frac{891 * 0.1 * 0.04}{2}$$

$$T_R = 2.86 \text{ Nm}$$

#### 2.1.13.2 Par torsión para bajar.

Se utiliza la ecuación 19.

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$
$$T_L = \frac{891 * 0.014}{2} \left( \frac{\pi * 0.1 * 0.014 - 0.00318}{\pi * 0.014 - 0.1 * 0.00318} \right) + \frac{891 * 0.1 * 0.4}{2}$$
$$T_L = 1.95 \text{ Nm}$$

Se puede comprobar que  $T_R > T_L$  por lo tanto para el cálculo se escoge el par torsión más alto.

#### 2.1.13.3 Eficiencia global para elevar la carga.

Para obtener el valor de la eficiencia se emplea la ecuación 20, en este tipo de casos las eficiencias calculadas son relativamente muy bajas.

$$e = \frac{F l}{2 \pi T_R}$$
$$e = \frac{891 * 0.00318}{2 * \pi * 2.86}$$
$$e = 0.1572$$
$$e = 15.72\%$$

#### 2.1.13.4 Esfuerzo cortante debido al esfuerzo de torsión $T_R$ .

Se utiliza la ecuación 21.

$$\tau = \frac{16 T_R}{\pi d_r^3}$$
$$\tau = \frac{16 * 2.86}{\pi * 0.012^3}$$
$$\tau = 8429317.35 \text{ Pa}$$

#### 2.1.13.5 Esfuerzo axial.

Se calcula por medio de la ecuación 22.

$$\sigma = -\frac{4F}{\pi d_r^2}$$

$$\sigma = -\frac{4 * 891}{\pi * 0.012^2}$$

$$\sigma = -7878169 \text{ Pa}$$

#### 2.1.13.6 Esfuerzo de apoyo.

Se utiliza la ecuación 23.

$$\sigma_B = -\frac{2(0.38F)}{\pi d_m(1)p}$$

$$\sigma_B = -\frac{2(0.38 * 891)}{\pi * 0.014 * (1) * 0.00318}$$

$$\sigma_B = -4872213.44 \text{ Pa}$$

#### 2.1.13.7 Esfuerzo flexionante en la de raíz.

Se utiliza la ecuación 24.

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r(1)p}$$

$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * 891}{\pi * 0.012 * (1) * 0.00318}$$

$$\sigma_b = 26943277.31 \text{ Pa}$$

#### 2.1.13.8 Esfuerzo combinado ( $\sigma_c$ ).

Se utiliza la ecuación 26.

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_b)^2 + (\sigma)^2}$$

$$\sigma_c = \sqrt{(26943277.31)^2 + (-7878169)^2}$$

$$\sigma_c = 28071439.92 \text{ Pa}$$

$$\sigma_c = 28.07 \text{ MPa}$$



#### 2.1.14 Selección de perfil para cabezal superior.

Luego de conocer las ecuaciones y la carga a soportar se calcula los esfuerzos que soportará la viga y mediante esta información se diseñará el tipo de viga a utilizar.

##### 2.1.14.1 Carga.

La carga a soportar en la viga es de:

$$q = 15 \text{ lb/pul}$$

Esta carga es la tomada del peso del cabezal a lo largo de la viga y que efectúa un momento torsor.

Esta carga se transforma a kg/m mediante el siguiente factor de conversión

$$15 \frac{\text{lb}}{\text{pul}} \times \frac{12 \text{ pul}}{1 \text{ pie}} \times \frac{3,28 \text{ pies}}{1 \text{ m}} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}}$$

De lo cual se obtiene la carga a soportar de la viga.

$$P = 268 \text{ Kg/m}$$

##### 2.1.14.2 Momento flector.

Se utiliza la ecuación 46.

$$M = \frac{15 \frac{\text{lb}}{\text{pul}} \times 28,37 \text{ pul}^2}{2}$$

$$M = 6036,42 \text{ lb pul}$$

##### 2.1.14.3 Esfuerzo de diseño.

Se utiliza la ecuación 49.

$$\sigma_d = 0,66 \times 36000 = 23760 \text{ psi}$$

#### 2.1.14.4 Módulo de sección.

Se utiliza la ecuación 50.

$$S = \frac{M}{\sigma}$$

$$Sx = \frac{8450,99 \text{ lb pul}}{23760 \frac{\text{lb}}{\text{pul}^2}}$$

$$Sx = 0,3556 \text{ pul}^3$$

$$Sx = 0,3556 \text{ pul}^3 \times \frac{(2,54 \text{ cm})^3}{1 \text{ pul}^3}$$

$$Sx = 5,82 \text{ cm}^3$$

En las tablas de catálogo de DIPAC se localiza un tubo rectangular estructural cuyo valor de S es mayor a  $5,82 \text{ cm}^3$ .

Al considerar diferentes opciones de las existentes se debe buscar la viga más ligera que sea segura ajustándose al presupuesto.

De estas se prefiere el tubo rectangular estructural de 30x70x2 con un  $S=6,34 \text{ cm}^3$

Al realizar la comparación entre el módulo de sección obtenido mediante cálculos y el módulo de sección obtenido mediante los catálogos se satisface el diseño.

#### 2.1.15 Selección del perfil para las columnas que soportan la mesa.

El diseño de las columnas que servirán como bases de la máquina, se lo realizará mediante los cálculos de columnas.

De esta manera se obtiene la carga máxima permisible para el perfil G de 100x50x15 que se encuentra en catálogos y es estéticamente aceptable.

### 2.1.15.1 Relación de esbeltez.

Para calcular la relación de esbeltez se toma como dato para K el valor de 0,65 que se encuentra en tablas (Mott, 2009) para columnas empotradas en un punto.

Además se deberá utilizar el radio crítico que se obtiene en los catálogos de perfiles estructurales. En este caso se utilizará el radio de 18 mm que corresponde al perfil G 100x50x15.

Se aplica la ecuación 51 y se obtiene como resultado:

$$SR = \frac{K \times L}{r}$$

$$SR = \frac{K \times L}{r}$$

$$SR = \frac{0,65 \times 800}{1,80}$$

$$SR = 28,88$$

Se aplica la ecuación 53 para calcular la Constante de Columna, se realiza la igualdad entre la relación de esbeltez y la constante de columna.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times 200 \times 10^9}{248 \times 10^6}}$$

$$C_c = 126,16$$

Con los datos de SR y  $C_c$  se realiza la igualdad si  $C_c$  es mayor que SR se utilizará la ecuación de JB Johnson.

$$SR < C_c$$

$$28,88 < 126,16$$

Al realizar esta igualdad se procede a utilizar la ecuación 48 y se obtiene la carga crítica.

$$P_{Cr} = A \times S_y \times \left[ 1 - \frac{S_y(SR)^2}{4\pi^2 \times E} \right]$$

$$P_{Cr} = 63,1 \text{ mm}^2 \times 248 \times 10^6 \times \left[ 1 - \frac{248 \times 10^6 (28,88)^2}{4\pi^2 \times 200 \times 10^9} \right]$$

$$P_{Cr} = 15648,8 \text{ N}$$

Se realiza el factor de conversión adecuado  $1 \text{ kgf} = 9.8066 \text{ N}$ .

$$P_{Cr} = 1596 \text{ kgf}$$

Con este valor se calcula la carga permisible donde se utilizará un factor de diseño de 3 y se aplicará la ecuación 55.

$$P_{\sigma} = \frac{P_{Cr}}{N}$$

$$P_{\sigma} = \frac{1596 \text{ kgf}}{3}$$

$$P_{\sigma} = 532 \text{ kgf}$$

Mediante este cálculo se llega a la conclusión que el perfil seleccionado cumple con las condiciones necesarias para el diseño.

El peso total que deberán soportar las columnas es de 1200 Kgf como se colocará 4 columnas, cada una soporta una carga de 300Kgf y la carga permisible es de 532 Kgf se puede comprobar que el diseño satisface las condiciones necesarias.

#### **2.1.16 Pernos que sujetan la columna.**

Para poder sujetar las columnas en la máquina, se colocó 4 pernos M8 que van a soportar una carga de 90 Kg estos se podrá justificar con los siguientes cálculos.

### 2.1.16.1 Falla por cortante de los pernos para la columna.

Para realizar este cálculo se escoge el valor  $\tau_a$  de los anexos 3 que es 82.5 MPa. Se utiliza las ecuaciones 39 y 40.

$$F_s = \tau_a * A_s$$

$$\tau_a = 82.5 \text{ MPa}$$

$$A_s = \frac{N_s * \pi * D^2}{4}$$

$$A_s = \frac{4 * \pi * 8^2}{4}$$

$$A_s = 201.06 \text{ mm}^2$$

**Entonces:**

$$F_s = \tau_a * A_s$$

$$F_s = 82.5 \text{ MPa} * 201.06 \text{ mm}^2$$

$$F_s = 16587 \text{ N}$$

### 2.1.16.2 Falla por esfuerzo de apoyo.

Para el esfuerzo de apoyo permisible nos indica que es 1.2  $s_u$ , este dato se tomará del anexo 3.

El esfuerzo de fluencia  $s_u$  se determina en la tablas de Robert Mott.

(vease anexo 3)

Se utiliza la ecuación 41 y 42.

$$F_b = \sigma_{ba} * A_b$$

$$\sigma_{ba} = 1.20 (400)$$

$$\sigma_{ba} = 480 \text{ MPa}$$

$$A_b = N_b * D * t$$

$$A_b = 4 * 8 * 3$$

$$A_b = 96 \text{ mm}^2$$

**Entonces:**

$$F_b = 480 * 96$$

$$F_b = 46080 \text{ N}$$

### **2.1.16.3 Falla por tensión.**

Esta incógnita de  $s_y$  se la encontrará en los anexos 3, el cual indicará que es  $0.6s_y$ . Estos valores son tomados de Robert Mott. Se utilizará las ecuaciones 43 y 44.

$$F_t = \sigma_{ta} * A_t$$

$$\sigma_{ta} = 0.6 (248)$$

$$\sigma_{ba} = 148.8 \text{ MPa}$$

$$A_t = N_b * D * t$$

$$A_b = 4 * 8 * 3$$

$$A_b = 96 \text{ mm}^2$$

**Entonces:**

$$F_b = 480 * 96$$

$$F_b = 46080 \text{ N}$$

### **2.1.17 Cálculos de cilindro neumático.**

Los datos del cilindro a ocupar serán los siguientes:

$$\varnothing \text{ ext} = 40 \text{ mm}$$

$$\varnothing \text{ int} = 12 \text{ mm}$$

$$e = 100 \text{ mm}$$

$$P = 8 \text{ bar}$$

$$n = 85\%$$

### Fuerza de Avance

$$F = P \times S \text{ émbolo}$$

$$F = 8 \times 10^5 \times \frac{\pi \times (0,04)^2}{4}$$

$$F = 1005,31 \text{ Newtons.}$$

### Fuerza de Retroceso

$$F = \frac{p - (p_{\text{scamisa}} - p_{\text{señal}})}{4}$$

$$F = 8 \times 10^5 - \left( \frac{\pi - (0,04^2 - 0,012^2)}{4} \right)$$

$$F = 915,83 \text{ Newtons.}$$

### Volumen

$$V = V_{\text{avance}} - V_{\text{retroceso}}$$

$$V = \frac{\pi((2 \times 0,04^2) - 0,012^2)}{4} \times 0,05$$

$$V = 1,2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{ciclo}$$

### Ciclos

$$\text{Ciclos} = 60 / 5$$

$$12 \text{ ciclos/min}$$

### Consumo de aire

$$Q_m = 12 \times (1,2 \times 10^{-4})$$

$$Q_m = 1,44 \times 10^{-3}$$

$$P_{at} \times Q_{at} = P_m \times Q_m$$

$$P_m = P_{at} + P_m$$

$$P_m = 10^5 + (6 \times 10^5)$$

$$P_m = 700000 \text{ Pas}$$

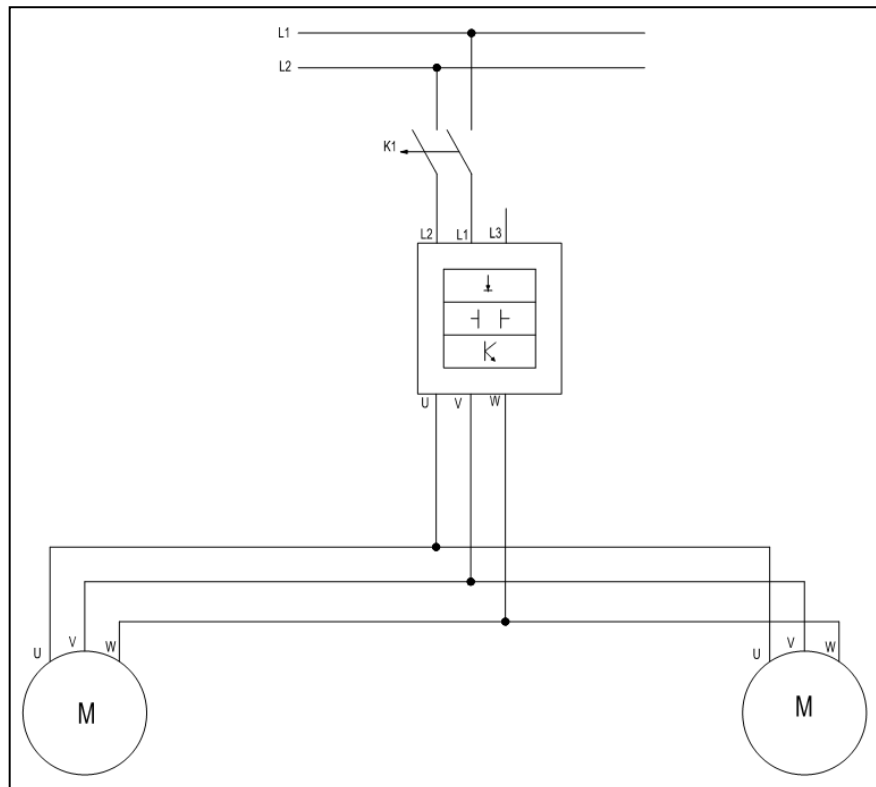
$$Q_{at} = \frac{P_m \times Q_m}{P_{at}}$$

$$Q_{at} = \frac{(7 \times 10^5) \times (1,44 \times 10^{-3})}{10^5}$$

$$Q_{at} = 10,08 \text{ l/min}$$

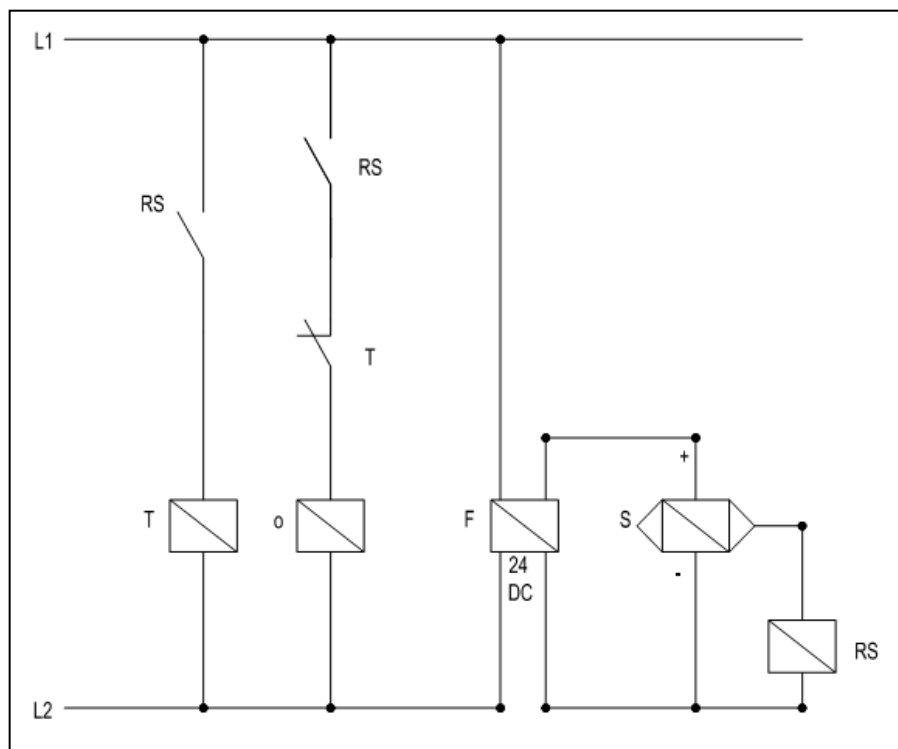
## 2.1.18 Diagramas fuerza-mando

**Figura19. Diagrama de fuerza**



**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

**Figura20. Diagrama de mando**

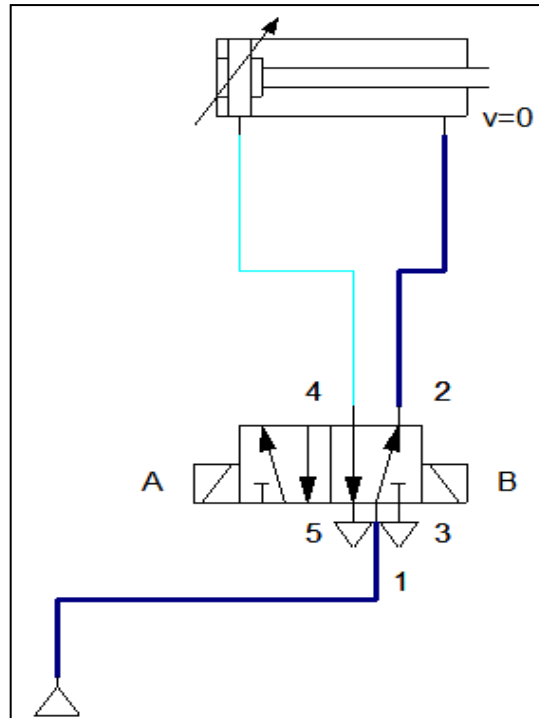


**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque



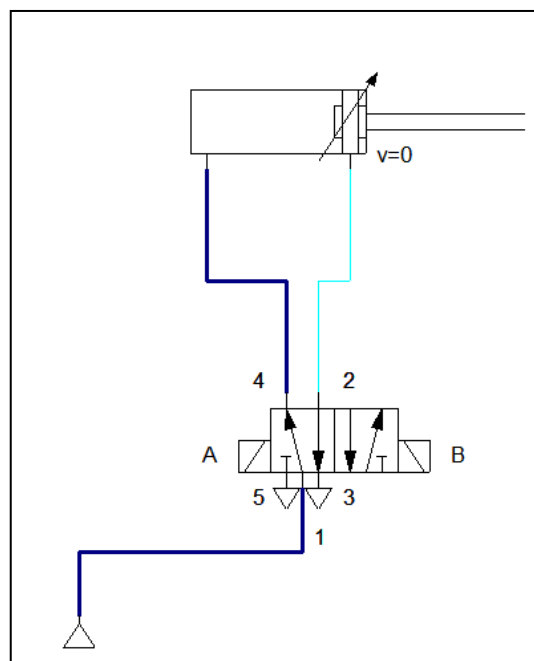
### 2.1.18.1 Diagrama neumático.

**Figura21. Pistón sin funcionar.**



**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

**Figura22. Pistón funcionando-**



**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

## CAPÍTULO III

### ANÁLISIS DE COSTOS

#### 3.1 Generalidades.

A continuación se realizará una descripción general de todos los gastos necesarios, para obtener el valor de la inversión en el diseño y construcción de la máquina mediante un análisis económico.

Para este análisis se tomará en cuenta los gastos por materiales, equipos o maquinarias utilizadas y mano de obra, los mismos que se detallan a continuación.

#### 3.2 Costos de materiales y accesorios mecánicos.

Costos de materiales y accesorios se detallan en la tabla N° 14

**Tabla 14. Costo de materiales y accesorios mecánicos.**

Material	Cantidad	Precio Unitario en USD	Valor en USD sin IVA
Eje de duraluminio ø100 x 150	2	195	390
Eje de bronce ø50 x 100	1	46,8	46,8
Perfil G 150x50x15	1	36,05	36,05
Perfil G 100x50x15	2	29,11	58,22
Plancha de acero 2 mm	2	37,9	75,8
Eje de St-37 ø50 x 250	1	12	12
Placas de acero 100x50x9	4	1,6	6,4
Placa de acero 100x50x3	4	1,2	4,8
Eje de acero ø1" x 3500	1	42	42
Eje de drilon ø100 x 400	1	48	48
Varilla redonda lisa ø10 x 6000	2	3,5	7
Tubo de acero ø1¼" x 6000	2	4	8
Eje de acero St-37 ø5/8 x 400	1	1,9	1,9
Eje de acero ø½" x 2000	1	5,4	5,4

<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario en USD</b>	<b>Valor en USD sin IVA</b>
Perno allen negro C.C - M8 x 20	30	0,20	6,00
Tuercas Ac. G8.8 - M6	16	0,06	0,96
Pernos Ac. G8.8 - M6 x 16	50	0,15	7,50
Perno allen negro C.C - M6 x 16	30	0,15	4,50
Arandelas planas negras - M8	30	0,08	2,40
Anillos de presión negros - M8	30	0,05	1,50
Arandelas planas negras - M6	50	0,05	2,50
Perno allen negro c/avell - M5 x 16	6	0,15	0,90
Tuerca seguridad - M5	6	0,05	0,30
Perno allen negro C.C - M8 x 50	4	0,25	1,00
Perno allen negro C.C - M10 x 20	2	0,30	0,60
Seguros SEEGER - E9	64	0,15	9,60
Seguros SEEGER - E50	2	1,90	3,80
Seguros SEEGER - E28	4	0,75	3,00
Rodamiento de bolas	4	6,9	27,60
Rodamiento de bolas	4	4,52	18,08
Rodamiento de bolas	32	3,42	109,44
Cabezal superior	1	800	800,00
Cabezal inferior	1	800	800,00
Piñon Z=28 M=1,5	2	10	20,00
Manijas	2	5	10,00
Tuerca mariposa M12	2	0,25	0,50
Banda transportadora de poliuretano	2	30	60,00
Pintura	1	100	100,00
Galvanizado	1	200	200,00
<b>Total</b>	<b>2932,55</b>		

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### 3.3 Costo de materiales y accesorios eléctricos

Costos de materiales y accesorios, son detallados en la tabla N° 15

**Tabla 15. Costo de materiales y accesorios eléctricos.**

Material	Cantidad	Precio unitario USD	Valor USD sin IVA
Motoreductores ¼ HP	2	400	800
Variadores ½ HP	2	160	320
Panel de control	1	400	400
<b>Total</b>			<b>1520</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### 3.4 Costo de materiales y accesorios neumáticos.

Costos de materiales y accesorios se detallan en la tabla N° 16

**Tabla 16. Costo de materiales y accesorios neumáticos. (Autores)**

Material	Cantidad	Precio unitario USD	Valor USD sin IVA
Cilindro de doble efecto	1	60	60
Manguera N°8	10 metros	1,23	12,30
Racor 1/4" N°8	6	1.08	6,48
Manometro 10 bar	1	36,61	36,61
Electroválvula	1	47,02	47,02
Reguladores de caudal	2	15,17	30,34
Silenciadores ¼"	4	1,82	7,28
<b>Total</b>			<b>200.03</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

El costo total de materiales a utilizarse tanto eléctricos, mecánicos y neumáticos (tabla N° 17)

**Tabla 17. Costo total de materiales a utilizarse.**

<b>Materiales</b>	<b>Costo en USD sin IVA</b>
Mecánicos	2932,55
Eléctricos	1520
Neumáticos	200,03
<b>Total</b>	<b>4652.58</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### **3.5 Costo por equipos y maquinaria utilizada**

Los costos de equipos y maquinaria utilizados se detallan en la tabla N° 18

**Tabla 18. Costo por equipo y maquinaria utilizada. (Autores)**

<b>Maquina/herramienta</b>	<b>Costo/hora USD</b>	<b>Horas de equipo</b>	<b>Valor USD sin IVA</b>
Torno	25	10	250
Fresadora	15	15	225
Suelda eléctrica	10	5	50
Cizalladora	5	1	5
Plegadora	5	1	5
Taladro	10	2	20
Moladora	8	2	16
Herramienta manual	5% mano de obra		100
<b>Total</b>			<b>671</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### 3.6 Costo por mano de obra

El Costo por mano de obra se detalla en la tabla N° 19.

**Tabla 19. Costo por mano de obra. (Autores)**

<b>Trabajador</b>	<b>Salario/hora</b>	<b>Horas hombre</b>	<b>Costo</b>
Maestro mecánico	3.75	100	375
Maestro eléctrico	4	60	240
<b>Total</b>			<b>615</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### 3.7 Costo total de la máquina.

El costo total de la máquina semi- automática selladora de cajas de cartón hasta (50x50x60) cm, con sistema de cierre automático para las solapas superiores corresponde a la sumas de los gastos por materiales, equipos, maquinarias y mano de obra, es de USD 5938,58. (Tabla 20)

**Tabla 20. Costo total de la máquina.**

<b>Elemento</b>	<b>Costo</b>
Accesorios Mecánicos	2932,55
Accesorios eléctricos	1520
Accesorios neumáticos	200,03
Maquinaria y equipo utilizado	671
Mano de obra	615
<b>Total</b>	<b>5938,58</b>

**Fuente:** Emilio Arequipa-Augusto Coque

### 3.8 Costo de operación de máquina por caja.

Para poder encontrar el costo del sellado en una caja de cartón se tomara en cuenta los siguientes puntos:

- Costo de la máquina.
- Costo de mano de obra en un año.

- Cantidad de cinta de embalaje a utilizar, esto depende a la producción que se tenga.
- Costo de la cinta anualmente.

Se tomará una producción mediana de 800 cajas/hora

La cantidad de cajas selladas en un año sería 2304000 cajas.

La longitud de cinta a utilizar para sellar la parte superior e inferior de la caja será de 1,4 m.

DETALLE	COSTO POR UNIDAD
Cinta de embalaje 1000 yardas x 4,8cm	\$ 102.70

1000 yardas = 914.4 metros.

El costo de cinta en cada caja es de \$ 0.14.

#### Costos anuales a utilizar.

DETALLE	COSTO ANUAL
Repuestos a utilizar	\$ 400
Mano de obra	\$ 600
Costo de la cinta de 1000 yardas x 4,8 cm	\$ 322560
Costo de la máquina	\$ 6000
Total	\$ 329560

El costo del sellado de una caja de cartón será el costo total dividido para la cantidad de cajas que se van a sellar en un año.

$$\text{costo del sellado de una caja de carton} = \frac{329560}{2304000}$$

$$\text{costo del sellado de una caja de carton} = \frac{329560}{2304000}$$

Costo del sellado de una caja de cartón seria= \$ 0.14 dólares.

## CONCLUSIONES.

- Se logró el diseño y construcción de la maquina selladora de cajas de cartón que cumple con las características de funcionamiento que se plantearon al inicio de este proyecto.
- Se recopiló la suficiente información de una máquina manual, para realizar el diseño de la maquina selladora de cajas de cartón con solapado automático, el mismo que dio como resultado las características de un desmontaje rápido y sencillo de sus mecanismos. Disminuyendo el tiempo de mantenimiento.
- Los materiales seleccionados mediante los cálculos realizados cumplen las normas y parámetros adecuados, para que la máquina selladora de cajas de cartón pueda desempeñarse efectivamente en cualquier tipo de industria. Y de esta manera su vida útil sea más prolongada.
- Se diseñó la automatización del solapado de la maquina selladora de cajas de cartón Logrando disminuir tiempo en el proceso de empaque y nivel de errores en el sellado.
- Se desarrolló un manual de funcionamiento, el cual contiene la información que nos ayudara a trabajar con plena seguridad y. mantener la maquina en perfectas condiciones. De igual manera un plan de mantenimiento preventivo para garantizar el buen funcionamiento de la máquina y evitar su deterioro.
- El diseño de los planos utilizados cumplen con las normas técnicas de dibujo e indican todos los parámetros necesarios para la construcción de la máquina.



## RECOMENDACIONES

- En el diseño se debe tomar en cuenta todos los requerimientos tanto técnicos como de construcción para garantizar el buen funcionamiento de la máquina y evitar problemas a futuro.
- Realizar una capacitación adecuada a los operarios encargados de utilizar la máquina para garantizar el buen funcionamiento de la misma.
- Dar a conocer este proyecto para que se dé una continuidad con la automatización total de la máquina, y de esta manera sea más eficaz y efectiva en las industrias.
- Prestar la debida atención a las observaciones de los operarios ya que ellos son quienes están en contacto permanente con la máquina y ejecutan el trabajo.
- El personal encargado del mantenimiento debe tener conocimientos técnicos adecuados, además de tener acceso a todos los planos y guías de mantenimiento para realizar un trabajo eficiente en la máquina.

## GLOSARIO DE TÉRMINOS.

**Fricción:** Como fuerza, se origina por las imperfecciones entre los objetos que mantienen contacto, las cuales pueden ser minúsculas, y generan un ángulo de rozamiento.

**Engranajes:** Sistema de ruedas dentadas que tiene por objeto transmitir rígidamente el movimiento entre dos ejes giratorios. Con la expresión engranaje, se suele indicar también cada una de las ruedas dentadas.

**Energía Cinética:** La energía cinética es aquella que se deriva del movimiento. En efecto, si observamos la experiencia cotidiana es posible evidenciar fácilmente que cuando un elemento en movimiento toma contacto con otro es capaz de afectarlo de modo tal que modifique su trayectoria.

**Contactores:** Es un aparato mecánico de conexión y desconexión eléctrica, accionado por cualquier forma de energía, menos manual, capaz de establecer, soportar e interrumpir corrientes en condiciones normales del circuito, incluso las de sobrecarga.

**Cinemática:** La cinemática es la rama de la mecánica clásica que se ocupa del estudio de las leyes del movimiento de los cuerpos, independientemente y sin tener en cuenta aquellas causas que lo producen, es decir, la cinemática, se centra y limita a estudiar la trayectoria de un cuerpo en función del tiempo.

**Banda transportadora:** Es uno de los sistemas de transporte continuo más utilizados en la industria, tanto para el transporte de cargas aisladas o bultos, como para materiales a granel. El procedimiento consiste en una cinta sin fin más o menos flexible, accionada por un motor, sobre la que se transportan las cargas tanto horizontalmente como con cierta inclinación.

**Transmisión de movimiento:** La transmisión de movimiento trata del conocimiento teórico y práctico de los métodos y mecanismos empleados para transmitir la fuerza motriz (potencia mecánica) desde la fuente que la produce hasta el momento en que la utiliza en la producción de un trabajo determinado.

**Tornillo sin fin:** Elemento constituido por un cilindro dotado de un roscado helicoidal con filetes de forma trapecial destinados a engranar con los dientes (también helicoidales) de una corona dentada.

**Piñón:** En mecánica, se denomina piñón a la rueda de un mecanismo de cremallera o a la rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas, ya sea en una transmisión por engranaje, la cadena de transmisión o correa de transmisión. También se denomina piñón tensor a la rueda dentada destinada a tensar una cadena o una correa dentada de una transmisión.

**Cremallera:** Es un prisma rectangular con una de sus caras laterales tallada con dientes. Estos pueden ser rectos o curvados y estar dispuestos en posición transversal u oblicua.

**Rueda Dentada:** Es básicamente, una rueda con el perímetro totalmente cubierto de dientes. El tipo más común de rueda dentada lleva los dientes rectos (longitudinales) aunque también las hay con los dientes curvos, oblicuos.

**Rodamientos:** Es un cojinete de rodadura mecánica que funciona entre dos elementos de los cuales uno posee un movimiento relativo respecto al otro que está fijo, por lo que su tarea principal es disminuir la fricción (que es la resistencia al movimiento entre dos superficies en contacto) y garantizar sus posiciones exactas bajo carga.

**Mecanismos:** se llama mecanismo a la agrupación de sus componentes que son móviles y se encuentran vinculados entre sí a través de diversas clases de uniones; esto hace que dicha estructura pueda transmitir fuerzas y movimientos. El mecanismo es el encargado de permitir dicha transmisión.

**Émbolo:** Disco que se ajusta y mueve alternativamente en el interior de una bomba para comprimir un fluido o para recibir de él movimiento.

**Vástago:** El término se usa para nombrar al objeto que, gracias a su forma, sirve como sostén y apoyo de diversas piezas, y a la barra que se amarra a una de las caras del émbolo para permitir la movilidad de un mecanismo.

## LISTA DE REFERENCIA

- Caeiro, M. J. (7 de 05 de 2013). *Embalado y almacenado de los productos pesqueros*. Manual, Obtenido de [http://www.ideaspropiaseditorial.com/documentos\\_web/documentos/978-84-96153-79-0.pdf](http://www.ideaspropiaseditorial.com/documentos_web/documentos/978-84-96153-79-0.pdf).
- Caeiro, M. J. (2004). *Ideas propias*. Recuperado el 10 de 04 de 2013, de [www.ideaspropiaseditorial.com/documentos\\_web/documentos/978-84-96153-79-0.pdf](http://www.ideaspropiaseditorial.com/documentos_web/documentos/978-84-96153-79-0.pdf).
- Cyesa. (s.f.). *Cyesa*. Recuperado el 02 de 04 de 2013, de [www.cyesa.com.mx/cyesa-carton.pdf](http://www.cyesa.com.mx/cyesa-carton.pdf)
- Industrial, A. (01 de 09 de 2010). Recuperado el 07 de 06 de 2013, de <http://industrial-automática.blogspot.com/2010/09/tratamiento-del-aire-comprimido.html>
- Innovaciones y soluciones de empaque. (10 de 05 de 2013). *Obtenido de Principios básicos del empaque corrugado*: <http://www.cyesa.com.mx/cyesa-carton.pdf>
- Mestanza, u. C. (04 de 2008). *Plusformacion*. Recuperado el 03 de 05 de 2013, de <http://www.plusformacion.com/Recursos/r/Criterios-para-diseno-una-cinta-transportadora>
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de materiales*. En R. L. Mott, Resistencia de materiales (pág. 672). Mexico: Pearson Educación.
- Pereira, U. T. (08 de 09 de 2012). Recuperado el 30 de 04 de 2013, de [blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-1-Int-Dis-II.pdf](http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap-1-Int-Dis-II.pdf)
- Santillán, I. C. (01 de Abril de 2008). Plusformacion. Recuperado el 26 de Junio de 2013, *Diseño de una cinta transportadora*: <http://www.plusformacion.com/Recursos/r/Criterios-para-diseno-una-cinta-transportadora>,

- Contitech. (s.f.). *Bandas transportadoras*. Manual de ingenierias, 44.
- Industrial, q. S. (2012). *Manual de Mantenimineto selladoras siat*. Selladoras siat.
- Serway. (1992). *Universidad de valencia*. Recuperado el 25 de 10 de 2014, de <http://www.uv.es/dae/Apunte4.pdf>
- tool, A. (s.f.). Recuperado el 03 de 06 de 2013, de <https://www.google.com.ec/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&docid=aaF0PCwEd25H9M&tbnid=NOdWLCqlx3RCM:&ved=0CAUQjRw&url=http%3A%2F%2Fherramientas-industriales.com%2Fairon-mod-atmt-2%2F&ei=hOKEU4OgH8bD8AHQkIHIBg&bvm=bv.67720277,d.b2>